

R

F 1509/CM

48. 1986.

**BULETINUL
INSTITUTULUI
POLITEHNIC
BUCUREȘTI**



CONSTRUCȚII DE MAȘINI

TOMUL XLVIII, ANUL 1986

COMITETUL DE REDACȚIE

REDACTOR RESPONSABIL : Prof. dr. ing. *Voicu Tache*
MEMBRII : Prof. dr. ing. *Constantin Bălă*; Conf. dr. ing. *Cornel Berbente*; Prof. dr. docent *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei R. S. România; Prof. dr. ing. *Ioan Carabogdan*; Prof. dr. ing. *Sergiu Călin* (secretar științific); Prof. dr. docent *Virgil Constantinescu*; Prof. dr. docent *Felicia Cornea*; Prof. dr. ing. *Alexandru Dănescu*; Prof. dr. docent *Traian Demian* (redactor responsabil adjunct); Prof. dr. ing. *Octavian Floarea*; Prof. dr. ing. *Julietta Florea*; Prof. dr. ing. *Nicolae Geru*; Prof. dr. ing. *Berthold Grünwald*; Prof. dr. *Ion Grădișteanu*; Prof. dr. ing. *Gheorghe Hortopan*; Prof. dr. ing. *Moise Ienciu*; Prof. dr. ing. *Vlad Ionescu*; Prof. dr. ing. *Adelaida Mateescu*; Prof. ing. *Jean Moncea*; Prof. dr. ing. *Nicolae Murguleț*; Prof. dr. docent *Florea Oprea*; Prof. dr. ing. *Aurel Oprean*; Prof. dr. ing. *Mircea Petrescu*; Prof. dr. ing. *Ion Popescu*; Conf. dr. ing. *Mircea Radeș*; Conf. dr. ing. *Sorin Roșca*; Prof. dr. ing. *George Rulea*; Prof. dr. ing. *Marcel Segărceanu*; Prof. dr. ing. *Alexandru Spătaru*; Prof. dr. *Octavian Stănășilă*; Prof. dr. docent *Ion Teoreanu*; Prof. dr. docent *Andrei Țugulea*; Prof. dr. ing. *Silvia Vacu*; Prof. dr. docent *Rodica Vilcu*; Academician *Radu Voinea*.

Editor : Institutul Politehnic București
Splaiul Independenței 313, Tel. 31.40.10. România, Căsuța poștală 2356

Readers from abroad can get subscriptions for this newspaper through
ROMPRESFILATELIA, Import export press, P.O. Box 12-201, Telex
10378, Calea Griviței 62-64, Bucharest, ROMANIA

Sumar

M. Blumenfeld, Cristina Beldica, A. Ioniță

Metodă matriceală și program de calcul cu caracter didactic pentru studiul cadrelor plane, cu porțiuni drepte și curbe

3

D. Drimer, B. Merfea

Asupra deformării semifabricatelor tubulare cu pereți subțiri prin explozie electrohidraulică

15

V. Drobotă

Metodă generală pentru calculul sistemelor statice nedeterminate de bare plane cu axe paralele

21

N. Atanasiu

Dinamica procesului deformării plastice a metalelor la trefilare

31

C. Minciú

Proiectarea cuțitelor profilate pentru prelucrarea filetelor de precizie

41

C. Ispas, M. Balcu, G. Popoviciu, C. Nedelcu

Studii teoretice și experimentale privind starea de tensiune și deformare a batiurilor din beton pentru mașini-unelte

49

M. Munteanu, R. Iatan

Miscările staționare ale mașinilor vibratoare de finisat cu mișcare de balans antrenate prin generatoare de vibrații cu mase neechilibrate (l. engleză)

59

Gh. Amza, V. Popovici

Cercetări teoretice și experimentale privind curățirea în câmp ultrasonor

73

Gh. Ene, Gh. Iordache

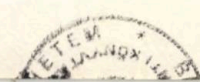
Corelarea unora dintre caracteristicile constructive ale concașoarelor cu ciocane articulate

85

Adriana Sandu

Captor cu traductoare rezistive pentru măsurarea forței axiale și a momentului de torziune

93



Summary

M. Blumenfeld, Cristina Beldica, A. Ioniță

Matrix Method and Didactical Computation for the Study of Plane Frames with Straight and Curved Parts 3

D. Drimer, B. Merfea

Electro-Hydraulic Forming Process of the Tubes 15

V. Drobotă

General Method for the Analysis of Statically Indeterminate Systems Consisting of Coplanar Parallel Beams 21

N. Atanasiu

The Dynamics of Metal Forming During Drawing 31

C. Minciú

Analytical Establishment of Profile Cutters Used to Processing of High Accuracy Spiral Surfaces 41

C. Ispas, M. Balcu, G. Popoviciu, C. Nedelcu

Theoretical and Experimental Studies Concerning Tensions and Deflections of Machine-Tools Concret Beds 49

M. Munteanu, R. Iatan

Stationary Motions of Tumbling Abrasive Finishing Machine with Annular Work Bowl, Driven by Vibration Generators with Unbalanced Masses 59

Gh. Amza, V. Popovici

Theoretical and Experimental Research Concerning Cleaning in Ultrasonic Field 73

Gh. Ene, Gh. Iordache

Correlation of Some Design Features of Crushers and Articulated Hammers 85

Adriana Sandu

Strain Gauge Instrumented Pickups for Axial Load and Torque Measurement 93

METODĂ MATRICEALĂ ȘI PROGRAM DE CALCUL CU CARACTER DIDACTIC PENTRU STUDIUL CADRELOR PLANE, CU PORȚIUNI DREPTE ȘI CURBE

M. BLUMENFELD, CRISTINA BELDICA, A. IONIȚĂ*

În articol se prezintă un algoritm de rezolvare a sistemelor static nedeterminate alcătuite din bare drepte și curbe și de determinare a deplasărilor, bazat pe metoda Mohr-Maxwell. De asemenea, este inclus un calcul de optimizare pe baza criteriului de încărcare maximă. Programul, care are un caracter didactic, fiind orientat pe metodologia de lucru pas cu pas, a fost experimentat în cadrul seminarului de Rezistența materialelor.

1. Introducere

Utilizarea programelor de calcul în studiul disciplinelor ingineresti fundamentale trebuie făcută cu multă atenție și numai în faza finală a studiului, atunci când studentul a deprins prin calcul manual „pas cu pas” logica problemelor abordate. Oricum, în această fază a pregătirii, trebuie interzisă cu desăvârșire utilizarea unor programe tip „cutie neagră”, din care studentul nu poate înțelege nimic, chiar dacă cunoaște algoritmul de principiu pe care se bazează acesta.

În articol se prezintă un program cu caracter didactic orientat pe metodologia de lucru „pas cu pas”, care nu face decît să preia operațiile numeroase și obositoare ale calculelor ce trebuie efectuate pentru determinarea unor deplasări sau rezolvarea unor sisteme static nedeterminate, în sisteme formate din bare drepte și/ sau curbe. În acest din urmă caz studentul trebuie să-și stabilească sistemul de bază și să calculeze singur momentele încovoietoare M_0 și m ; programul alcătuiește apoi sistemul de ecuații canonice, pe care îl rezolvă, furnizînd ca rezultat momentele încovoietoare în sistemul propus. Este inclusă și o variantă de optimizare a structurilor, în care repetarea calculelor, în multiplele iterații necesare, se face automat.

Programul, implementat pe un calculator personal de tip aMIC, la care facilitățile de calcul cu matrici permit abordarea într-un timp de lucru rezonabil a unor sisteme multiplu static nedeterminate, a fost experimentat cu studenții din anul II al Facultății de aeronave, în cadrul seminarului de Rezistența materialelor.

Metoda matriceală ce stă la baza programului poate fi utilizată și pentru calculul manual.

* Prof. dr. ing. ; Ing. ; Ing., catedra Rezistența materialelor.

2. Calculul deplasărilor

2.1. Metoda Mohr-Maxwell

Deplasarea unui punct al unei bare supuse la încovoiere se poate calcula conform teoremei Mohr-Maxwell cu relația :

$$\delta = \int_l \frac{M(x) m(x)}{EI(x)} dx \quad (1)$$

unde $M(x)$ — reprezintă variația în lungul barei a momentului încovoietor produs de încărcarea dată;
 $m(x)$ — reprezintă variația în lungul barei a momentului încovoietor produs de sarcina unitate aplicată în punctele de calcul;
 $I(x)$ — reprezintă variația momentului de inerție al secțiunii transversale în lungul barei.

Dacă bara este împărțită în NE porțiuni de lungime l_e pe care momentul de inerție al secțiunii transversale este constant și în interiorul cărora nu există forțe sau momente concentrate, relația (1) devine :

$$\delta = \frac{1}{E} \sum_{e=1}^{NE} \frac{1}{I_e} \int_{l_e} M(x) m(x) dx \quad (2)$$

2.2. Bare drepte

Pentru un astfel de interval, notînd extremitățile cu i și j (fig. 1) momentele încovoietoare într-o secțiune oarecare sînt date de relațiile :

$$M(x) = M_i + \left[\frac{M_j - M_i}{l_e} + \frac{(2p_i + p_j) l_e}{6} \right] x - \frac{p_i x^2}{2} - \frac{(p_j - p_i) x^3}{6l_e} \quad (3a)$$

$$m(x) = m_i + \frac{m_j - m_i}{l_e} x \quad (3b)$$

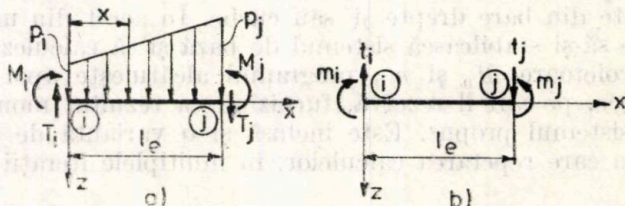


Fig. 1

Sarcina p se consideră pozitivă cînd are sensul axei z .

Integrala $\mathfrak{J}$ corespunzătoare relației (2), de forma :

$$\mathfrak{J}_e = \int_0^{l_e} M(x) m(x) dx \quad (4)$$

se poate calcula utilizând relațiile (3), obținându-se :

$$\mathfrak{J}_e = \frac{l_e}{6} \left[\left(2M_i + M_j + \frac{7p_i l_e^2 + 8p_j l_e^2}{60} \right) m_i + \left(M_i + 2M_j + \frac{8p_i l_e^2 + 7p_j l_e^2}{60} \right) m_j \right] \quad (5)$$

Dacă sarcina distribuită este constantă pe interval și se notează $p_i = p_j = p_e$ relația (5) devine

$$\mathfrak{J}_e = \frac{l_e}{6} \left[\left(2M_i + M_j + \frac{p_e l_e^2}{4} \right) m_i + \left(M_i + 2M_j + \frac{p_e l_e^2}{4} \right) m_j \right] \quad (6)$$

Notind, pentru elementul e ,

$$\lambda_e = \frac{l_e}{6I_e} \quad (7)$$

$$D_i^{(e)} = \left(2M_i + M_j + \frac{p_e l_e^2}{4} \right) \lambda_e \quad (8a)$$

$$D_j^{(e)} = \left(M_i + 2M_j + \frac{p_e l_e^2}{4} \right) \lambda_e \quad (8b)$$

relația (2) devine :

$$\delta = \frac{1}{E} \sum_{e=1}^{NE} (D_i^{(e)} m_i + D_j^{(e)} m_j) \quad (9)$$

sau matriceal

$$\delta = \frac{1}{E} \sum_{e=1}^{NE} [m_i \ m_j] \begin{Bmatrix} D_i^{(e)} \\ D_j^{(e)} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

2.3. Bare curbe

Fie o porțiune de bară curbă încărcată cu o sarcină uniform distribuită p (fig. 2).

Momentul încovoietor într-o secțiune oarecare este dat de relația :

$$M(\alpha) = M + T \cdot r \cdot \sin \alpha - N \cdot r(1 - \cos \alpha) - pr^2(1 - \cos \alpha) \quad (11)$$

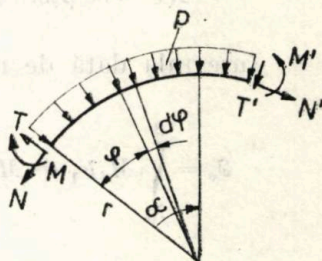


Fig. 2

Grupind termenii se obține :

$$M(\alpha) = (M - Nr - pr^2) + Tr \sin \alpha + (Nr + pr^2) \cos \alpha \quad (12)$$

de unde rezultă că, pentru o porțiune de bară curbă încărcată ca în fig. 2, momentul încovoietor într-o secțiune este dat de o expresie de forma :

$$M(\alpha) = A + B \sin \alpha + C \cos \alpha \quad (13)$$

Constantele A , B , C pot fi exprimate în funcție de momentele la capetele și la mijlocul intervalului.

Se notează cu 2β unghiul ce delimitează o porțiune de bară curbă și se alege originea sistemului la mijlocul intervalului (fig. 3).

Din relația (13) rezultă :

$$M_i = M(-\beta) = A - B \sin \beta + C \cos \beta \quad (14a)$$

$$M_j = M(0) = A + C \quad (14b)$$

$$M_k = M(\beta) = A + B \sin \beta + C \cos \beta \quad (14c)$$

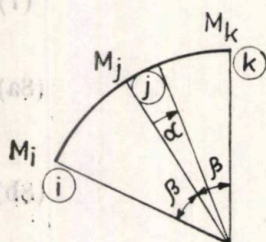


Fig. 3

Rezolvind acest sistem de ecuații și grupind termenii se obține :

$$M(\alpha) = M_i F_1 + M_j F_2 + M_k F_3 \quad (15)$$

unde :

$$F_1 = \frac{1}{2(1 - \cos \beta) \sin \beta} [\sin \beta - (1 - \cos \beta) \sin \alpha - \sin \beta \cos \alpha] \quad (16a)$$

$$F_2 = -\frac{1}{\sin \beta} [\cos \beta - \cos \alpha] \quad (16b)$$

$$F_3 = \frac{1}{2(1 - \cos \beta) \sin \beta} [\sin \beta + (1 - \cos \beta) \sin \alpha - \sin \beta \cos \alpha] \quad (16c)$$

Integrala dată de relația (4) se poate scrie

$$\mathfrak{J}_e = \int_{-\beta}^{\beta} (M_i F_1 + M_j F_2 + M_k F_3)(m_i F_1 + m_j F_2 + m_k F_3) r d\alpha \quad (17)$$

unde numai F_1 , F_2 și F_3 depind de α , ca urmare relația (17) devine :

$$\mathfrak{J}_e = [M_i \ M_j \ M_k] \begin{bmatrix} \psi_1 & \psi_2 & \psi_3 \\ \psi_2 & \psi_1 & \psi_2 \\ \psi_3 & \psi_2 & \psi_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_i \\ m_j \\ m_k \end{Bmatrix} \cdot r \quad (18)$$

unde

$$\psi_1 = \int_{-\beta}^{\beta} F_1^2 d\alpha = \int_{-\beta}^{\beta} F_3^2 d\alpha = \frac{\beta(2 + \cos \beta) + \sin \beta(\cos^2 \beta - 2 \cos \beta - 2)}{2 \sin^2 \beta (1 - \cos \beta)} \quad (19 a)$$

$$\psi_2 = \int_{-\beta}^{\beta} F_1 F_2 d\alpha = \int_{-\beta}^{\beta} F_2 F_3 d\alpha = -\frac{\beta(1 + 2 \cos \beta) - \sin \beta(\cos \beta + 2)}{2(1 - \cos \beta)^2} \quad (19 b)$$

$$\psi_3 = \int_{-\beta}^{\beta} F_1 F_3 d\alpha = \frac{\beta(1 + 2 \cos \beta) - \sin \beta(\cos \beta + 2)}{2 \sin^2 \beta (1 - \cos \beta)} \quad (19 c)$$

$$\psi_4 = \int_{-\beta}^{\beta} F_2^2 d\alpha = \frac{\beta(2 \cos^2 \beta + 1) - 3 \sin \beta \cos \beta}{(1 - \cos \beta)^2} \quad (19 d)$$

Din relațiile (19) se observă că $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ depind doar de geometria elementului. Pentru exemplificare, în tabelul 1 se dau valorile acestor constante pentru unele unghiuri β .

Tabelul 1

2β	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4
30	0,0703015933	0,0349349674	-0,0177702368	0,2787961937
45	0,1063863991	0,0524552497	-0,0272653504	0,4173350675
60	0,1436389993	0,0700378077	-0,037533148	0,5548346176
90	0,2236191146	0,105463433	-0,0617790487	0,8252624629
120	0,3152320234	0,1413368141	-0,0942245428	1,087032884
150	0,4263294887	0,1777266948	-0,1411852605	1,336798642
180	0,5707963268	0,2146018366	-0,2146018366	1,570796327

Înmulțind matricile din relația (18) și notind pentru elementul e ,

$$\lambda_e = \frac{r_e}{I_e} \quad (20)$$

$$C_i^{(e)} = [M_i \psi_1^{(e)} + M_j \psi_2^{(e)} + M_k \psi_3^{(e)}] \lambda_e \quad (21 a)$$

$$C_j^{(e)} = [M_j \psi_2^{(e)} + M_j \psi_4^{(e)} + M_k \psi_2^{(e)}] \lambda_e \quad (21 b)$$

$$C_k^{(e)} = [M_i \psi_3^{(e)} + M_j \psi_2^{(e)} + M_k \psi_1^{(e)}] \lambda_e \quad (21 c)$$

pentru o bară alcătuită din mai multe elemente curbe, relația (2) devine :

$$\delta = \frac{1}{E} \sum_{e=1}^{NE} [C_i^{(e)} m_i + C_j^{(e)} m_j + C_k^{(e)} m_k] \quad (22)$$

sau matriceal

$$\delta = \frac{1}{E} \sum_{e=1}^{NE} [m_i \ m_j \ m_k] \begin{Bmatrix} C_i^{(e)} \\ C_j^{(e)} \\ C_k^{(e)} \end{Bmatrix} \quad (23)$$

2.4. Bare cu porțiuni drepte și curbe

Pentru determinarea deplasării unui punct al unei bare cu porțiuni drepte și curbe se folosesc relațiile stabilite anterior.

Se numerează punctele caracteristice de la 1 la NN avînd în vedere că în punctele în care există discontinuitate în diagrama M sau m să se folosească două numere diferite. Se construiesc vectorii $[M_0]$ și $[\mu]$ ai momentelor încovoietoare produse, în punctele stabilite, de încărcarea dată și, respectiv, de sarcina unitate. Pentru fiecare porțiune se definește tipul intervalului (drept sau curb) și nodurile i, j și k .

Se propune bara din fig. 4 formată din $NE = 3$ elemente și avînd $NN = 5$ noduri.

Ținînd seama de relația (10) și (23) se poate scrie

$$E\delta = [m_1 \ m_2] \begin{Bmatrix} D_1^{(1)} \\ D_2^{(1)} \end{Bmatrix} + [m_2 \ m_3 \ m_4] \begin{Bmatrix} C_2^{(2)} \\ C_3^{(3)} \\ C_4^{(2)} \end{Bmatrix} + [m_4 \ m_5] \begin{Bmatrix} D_4^{(3)} \\ D_5^{(3)} \end{Bmatrix} \quad (24)$$

Această expresie este echivalentă cu

$$E\delta = [m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4 \ m_5] \begin{Bmatrix} D_1^{(1)} \\ D_2^{(1)} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + [m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4 \ m_5] \begin{Bmatrix} 0 \\ C_2^{(2)} \\ C_3^{(3)} \\ C_4^{(2)} \\ 0 \end{Bmatrix} + [m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4 \ m_5] \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ D_4^{(3)} \\ D_5^{(3)} \end{Bmatrix} \quad (25)$$

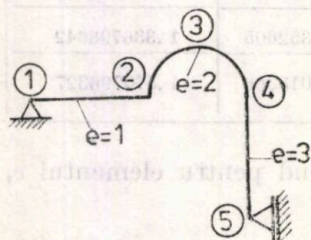


Fig. 4

Deci

$$E\delta = [m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4 \ m_5] \begin{Bmatrix} D_1^{(1)} \\ D_2^{(1)} + C_2^{(2)} \\ C_3^{(3)} \\ C_4^{(2)} + D_4^{(3)} \\ D_5^{(3)} \end{Bmatrix} \quad (26)$$

sau condensat

$$E\delta = [\mu] \{\eta\} \quad (27)$$

Relația (27) este valabilă pentru orice cadru alcătuit din bare drepte și/sau curbe.

Notă: Vectorul $\{\eta\}$ depinde doar de geometria și de încărcarea sistemului.

Pentru calculul deformației în mai multe puncte se determină vectorii $[\mu_i]$ ai momentelor produse de încărcarea secundară pentru fiecare caz și conform relației (27) se poate scrie:

$$\{\Delta\} = \frac{1}{E} [\mu] \{\eta\} \quad (28)$$

unde

$$\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \vdots \\ \delta_m \end{Bmatrix}; \quad [\mu] = \begin{Bmatrix} [\mu_1] \\ [\mu_2] \\ \vdots \\ [\mu_m] \end{Bmatrix} \quad (29)$$

Exemplul 1 Pentru bara din fig. 5 a se vor calcula deplasarea pe verticală a punctului 6 și rotirea punctului 1.

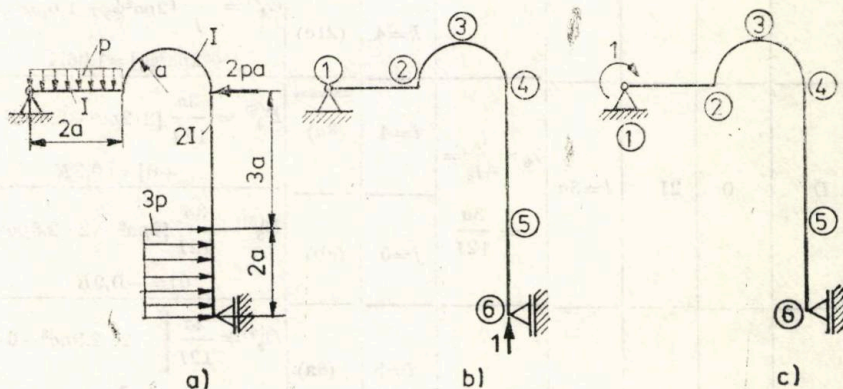


Fig. 5

Vectorul $\{\eta\}$ rezultă pe baza calculelor din pagina următoare:

$$\{\eta\} = \begin{Bmatrix} D_1^{(1)} \\ D_2^{(1)} + C_2^{(2)} \\ C_3^{(2)} \\ C_4^{(2)} + D_4^{(3)} \\ D_5^{(3)} + D_5^{(4)} \\ D_6^{(4)} \end{Bmatrix} = K \begin{Bmatrix} 1 \\ 1,67 + 1,06 \\ 3,37 \\ 1,06 + 0,3 \\ -0,9 - 1,43 \\ -0,97 \end{Bmatrix} = K \begin{Bmatrix} 1 \\ 2,73 \\ 3,37 \\ 1,36 \\ -2,33 \\ -0,97 \end{Bmatrix}$$

Vectorul momentelor încovoietoare este $[M_0] = [0 \ 2pa^2 \ 1,6a^2 \ 2pa^2 - 2,8pa^2 \ 0]$

Element e	Tip *)	Sarcina p_e^*	Mom. de inerție	Lung. l_e sau rază r_e	λ_e	Noduri	Rel.	C sau D^{***}
1	D	p	I	$l=2a$	$\lambda_1 = \frac{l_1}{6I_1} = \frac{2a}{6I}$	$i=1$	(8a)	$D_1^{(1)} = \frac{2a}{6I} \left[2 \cdot 0 + 2pa^2 + \frac{p(2a)^2}{4} \right] = K$
						$j=2$	(8b)	$D_2^{(1)} = \frac{2a}{6I} \left[0 + 2 \cdot 2pa^2 + \frac{p(2a)^2}{4} \right] = 1,67 K$
2	C**	0	I	$r=a$	$\lambda_2 = \frac{r_2}{I_2} = \frac{a}{I}$	$i=2$	(21a)	$C_2^{(2)} = \frac{a}{I} [2pa^2\psi_1 + 1,6pa^2\psi_2 + 2pa^2\psi_3] = 1,06K$
						$j=3$	(21b)	$C_3^{(2)} = \frac{a}{I} [2pa^2\psi_2 + 1,6pa^2\psi_4 + 2pa^2\psi_5] = 3,37K$
						$k=4$	(21c)	$C_4^{(2)} = \frac{a}{I} [2pa^2\psi_3 + 1,6pa^2\psi_2 + 2pa^2\psi_1] = 1,06K$
3	D	0	2I	$l=3a$	$\lambda_3 = \frac{l_3}{6I_3} = \frac{3a}{12I}$	$i=4$	(8a)	$D_4^{(3)} = \frac{3a}{12I} [2 \cdot 2pa^2 - 2,8pa^2 + 0] = 0,3K$
						$j=5$	(8b)	$D_5^{(3)} = \frac{3a}{12I} [2pa^2 - 2 \cdot 2,8pa^2 + 0] = -0,9K$
4	D	$-3p$	2I	$l=2a$	$\lambda_4 = \frac{R_4}{6I_4} = \frac{2a}{12I}$	$i=5$	(8a)	$D_6^{(4)} = \frac{2a}{12I} \left[-2 \cdot 2,8pa^2 + 0 - \frac{3p(2a)^2}{4} \right] = -1,43K$
						$j=6$	(8b)	$D_6^{(4)} = \frac{2a}{12I} \left[-2,8pa^2 + 2 \cdot 0 - \frac{3p(2a)^2}{4} \right] = -0,97 K$

* D = drept; C = curb ** Pentru elementul (2) unghiul $2\beta = 180^\circ$, din relațiile (19) se obțin $\psi_1 = 0,5708$; $\psi_2 = 0,2146$; $\psi_3 = -0,2146$; $\psi_4 = 1,5708$ (vezi și Tabelul 1) *** S-a notat $K = pa^3/I$

Corespunzător încărcărilor din fig. 5,c se determină vectorii momentelor încovoietoare.

$$[\mu_1] = [0 \quad -2a \quad -3,8a \quad -4a \quad -1,6a \quad 0]$$

$$[\mu_2] = [1 \quad 1 \quad 1,2 \quad 1 \quad 0,4 \quad 0]$$

Utilizînd relația (28) se obține
$$\begin{cases} \delta_1 = \delta_{H_1} \\ \delta_2 = \varphi_1 \end{cases} = \begin{cases} -19,978 \frac{pa^4}{EI} \\ 8,202 \frac{pa^3}{EI} \end{cases}$$

3. Sisteme static nedeterminate

Pentru rezolvarea sistemelor static nedeterminate se folosește metoda eforturilor care constă în suprimarea unei serii de legături, astfel încît să se obțină sistemul de bază static determinat solicitat prin încărcarea dată plus eforturile $X_1, X_2 \dots X_m$ care înlocuiesc legăturile suprimate. Din condiția ca deplasările în dreptul acestor eforturi să fie nule rezultă :

$$[C]\{X\} + \{\Delta_0\} = \{0\} \quad (30)$$

unde

$$[C] = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1m} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & & \delta_{2m} \\ \vdots & & & \\ \delta_{m1} & \delta_{m2} & & \delta_{mm} \end{bmatrix} \quad (31a); \quad \{\Delta_0\} = \begin{Bmatrix} \delta_{10} \\ \delta_{20} \\ \vdots \\ \delta_{m0} \end{Bmatrix} \quad (31b)$$

δ_{ij} — reprezintă deplasarea pe direcția efortului X_i produsă de sarcina unitară, aplicată în același punct cu X_j și avînd direcția lui X_j ,
 δ_{i0} — reprezintă deplasarea pe direcția efortului X_i produsă de sarcinile externe aplicate sistemului.

NOTA : În baza teoremei reciprocității deplasărilor $\delta_{ij} = \delta_{ji}$.

Pentru determinarea coeficienților δ_{ij} se folosește metoda Mohr-Maxwell.

Dacă se notează cu

$$\{\Delta_j\}^T = [\delta_{1j} \delta_{2j} \dots \delta_{mj}] \quad (32)$$

vectorul deplasărilor produse de sarcina unitate aplicată în același punct cu X_i și avînd direcția lui X_j , relația (31a) se scrie :

$$[C] = [\{\Delta_1\} \{\Delta_2\} \dots \{\Delta_m\}] \quad (33)$$

Folosind relația (28) rezultă :

$$[C] = \frac{1}{E} [\mu] [\{\gamma_1\} \{\gamma_2\} \dots \{\gamma_m\}] \quad (34)$$

unde $\{\gamma_j\}$ se determină pentru încărcarea j .

Pentru termenul liber avem similar

$$\{\Delta_0\} = \frac{1}{E} [\mu] \{\eta_0\} \quad (35)$$

unde $\{\eta_0\}$ descrie încărcarea dată a sistemului de bază.

Sistemul de ecuații (30) devine :

$$\begin{bmatrix} [\mu_1] \\ [\mu_2] \\ \vdots \\ [\mu_m] \end{bmatrix} [\{\eta_1\} \{\eta_2\} \dots \{\eta_m\} \{\eta_0\}] \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_m \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (36)$$

După rezolvarea sistemului, momentele se calculează cu relația :

$$[M] = [M_0] + \{X\}^T [\mu] \quad (37)$$

Exemplul 2

Sistemul de bază este cel din fig. 5a.

Necunoscutele sînt momentul din încastrare și reacțiunea verticală din articulație, sarcinile unitate fiind cele din fig. 5 b, c.

Utilizînd metodologia prezentată la calculul deplasărilor (vezi ex. 1) se determină vectorii $\{\eta_1\}$, $\{\eta_2\}$ și se înlocuiesc în relația (36).

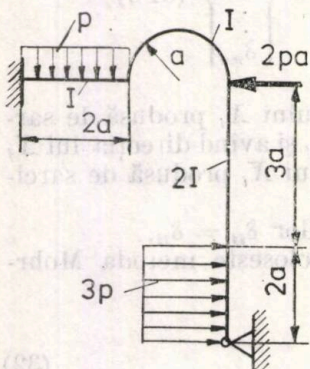


Fig. 6

$$\begin{bmatrix} 0 & -2a & -3,8a & -4a & -1,6a & 0 \\ 1 & 1 & 1,2 & 1 & 0,4 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{EI} \cdot \begin{bmatrix} -0,667a & 1 & pa^3 \\ -2,432a & 1,614 & 2,73pa^3 \\ -7,257a & 2,314 & 3,37pa^3 \\ -5,069a & 1,214 & 1,36pa^3 \\ -2,333a & 0,583 & -2,33pa^3 \\ -0,267a & 0,067 & -0,97pa^3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Calculînd produsul $[\mu] \cdot [\eta]$ se obține matricea $[C]$, care trebuie să fie simetrică. Această condiție se poate folosi drept criteriu de verificare a corectitudinii calculelor.

$$\begin{bmatrix} 56,451a^2 & -17,809a \\ -17,809a & 6,838 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 19,978 pa^4 \\ -8,202 pa^3 \end{Bmatrix}$$

Rezolvînd sistemul rezultă $X_1 = -0,137 pa$
 $X_2 = 1,55 pa^2$

Folosind relația (37) se calculează momentele încovoietoare pentru sistemul din fig. 6.

$$[M] = [-1,55pa^2 \ 0,719pa^2 \ 0,255pa^2 \ 0,994pa^2 \ -3,202pa^2 \ 0]$$

4. Programul de calcul

Pe baza algoritmului prezentat mai sus s-a alcătuit un program conversațional care a fost implementat pe un calculator aMIC. Pentru rulare sînt necesare următoarele date de intrare :

- Date generale (număr noduri, număr elemente, grad de nedeterminare, modul de elasticitate, rezistență admisibilă)
 - Date privind elementele (tip, noduri pe element, lungime, moment de inerție, sarcină distribuită)
 - Valorile momentelor încovoietoare în noduri.
- Programul cuprinde trei opțiuni :

1. Calculul deplasărilor

2. Calculul sistemelor static nedeterminate

Pot fi rezolvate sisteme cu un număr ridicat de grade de nedeterminare ; în cadrul aplicațiilor de seminar s-au rezolvat numai sisteme de trei ori static nedeterminate, pentru ca durata introducerii datelor să nu fie excesiv de mare.

3. Calcule de optimizare a unor structuri static nedeterminate formate din bare drepte.

Optimizarea s-a făcut pe baza criteriului de încărcare maximă a fiecărui element, ceea ce conduce și la o reducere a volumului, respectiv a greutateii structurii. Calculul se efectuează iterativ. S-a admis, pentru simplificare, că secțiunea barei este circulară.

Fie $I_1 = 1$, $I_2 = k_2 I_1$, $I_3 = k_3 I_1$ etc. momentele de inerție din prima iterație ale elementelor care alcătuiesc structura. Pentru elementul e se determină

$$k_e = \frac{I_e}{I_1} = \frac{\pi d_e^4}{64} \cdot \frac{64}{\pi d_1^4} = \left(\frac{d_e}{d_1} \right)^4 \quad (38)$$

de unde

$$d_e = d_1 k_e^{1/4} \quad (39)$$

Dacă $M_{e \max}$ este momentul încovoietor maxim pentru elementul e , relația de dimensionare este

$$W_{e \text{ nec}} = \frac{M_{e \max}}{\sigma_a} = \frac{\pi d_e^3}{32} = \frac{\pi}{32} (d_1 k_e^{1/4})^3 = \frac{\pi}{32} d_1^3 k_e^{3/4} \quad (40)$$

Rezultă

$$d_e = \left(\frac{32 M_{e \max}}{\pi \sigma_a} \right)^{1/3} \quad (41)$$

$$d_1 = \left(\frac{32 M_{e \max}}{\pi \sigma_a} \right)^{1/3} k_e^4 \quad (42)$$

Relația (42) se aplică pentru fiecare element alegindu-se în final valoarea cea mai mare a lui d_1 , notată cu d_1^* , care satisface condiția de rezistență $\sigma \leq \sigma_a$ pentru toată structura. Diametrele elementelor se calculează pe baza relației (39), sub forma $d_1^* = d_1^*$, $d_2^* = d_1^* k_2$, $d_3^* = d_1^* k_3$ etc. și se prezintă ca rezultat al primei iterații împreună cu volumul structurii calculat cu relația

$$V = \sum_{e=1}^{NE} \frac{\pi d_e^{*2}}{4} \cdot l_e = \frac{\pi d_1^{*2}}{4} \sum_{e=1}^{NE} k_e^{1/2} \cdot l_e \quad (43)$$

La cererea utilizatorului se trece la iterația următoare care se efectuează astfel: se aplică pentru fiecare element relația (41) obținându-se diametre d_e diferite. Cu aceste valori se calculează momentele de inerție I_e , respectiv alt set de valori $(k_e)_{\text{nou}}$ pentru constantele din relația (38). Aceste valori sînt admise drept date de intrare pentru noua iterație.

Convergența procesului poate fi urmărită fie pe baza reducerii volumului dat de relația (43), fie urmărind valorile raportului $k_{\text{vechi}}/k_{\text{nou}}$ care trebuie să tindă către 1 pentru toate elementele structurii. Trebuie precizat că nu este demonstrată matematic convergența procedurii.

Matrix Method and Didactical Computation for the Study of Plane Frames with Straight and Curved Parts

An algorithm, based on the Mohr-Maxwell method, for the computation of the displacements of the systems composed of straight and curved beams, is presented. A program for the solving and optimization of the redundant systems has been implemented on a microcomputer. The program has a didactical goal. In order to avoid a „black-box” program, the user has to establish the fundamental system and to calculate the values of the bending moments.

C.Z.: 539.3

621.3—523.3

ASUPRA DEFORMĂRII SEMIFABRICATELOR TUBULARE CU PEREȚI SUBȚIRI PRIN EXPLOZIE ELECTROHIDRAULICĂ

D. DRIMER, B. MERFEA

În lucrare se prezintă metodologia de calcul a deformațiilor și a vitezei de deformare, obținute în procesul lărgirii semifabricatelor tubulare cu pereți subțiri prin explozie electrohidraulică. Rezultatele experimentale obținute pe o mașină de formare electrohidraulică, cu energia maximă de încărcare de 10 kJ, au confirmat pe deplin justetea metodei de calcul elaborate.

Introdusă cu puțin timp în urmă, prelucrarea prin explozie electrohidraulică, a făcut progrese mari, în paralel cu necesitățile mereu crescînde ale tehnicii de a utiliza noi materiale metalice și de a obține piese cu configurație complexă, greu de prelucrat prin procedee clasice. Acest procedeu de prelucrare își găsește un tot mai larg domeniu de aplicabilitate, la obținerea pieselor, tubulare de formă complexă. De aceea prezintă interes, studiul lărgirii semifabricatelor tubulare, cu ajutorul undelor de șoc, ce apar la descărcarea energiei înmagazinate într-o baterie de condensatoare, între doi electrozi cufundați într-un mediu lichid.

În figura 1, este prezentată schema de principiu a unei instalații de prelucrare electrohidraulică, care conține două circuite, unul de încărcare format din sursa de curent alternativ S_c , transformatorul de înaltă tensiune T_i , redresorul de curent R_c , bobina de șoc L , rezistența

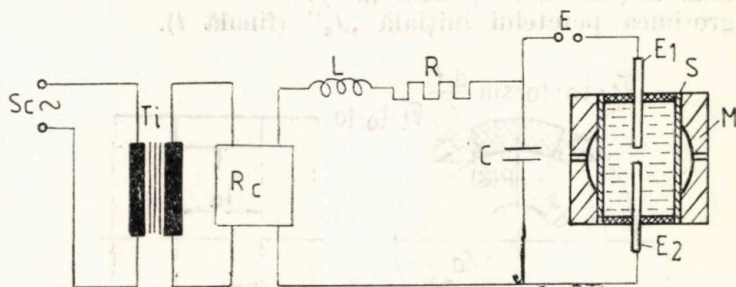


Fig. 1

R , bateria de condensatoare C și tunul de descărcare, care conține eclatorul E și electrozii E_1 și E_2 , plasați în apropierea semifabricatului tubular S ce urmează a fi lărgit în matricea M .

Un calcul al procesului de lărgire a pieselor tubulare cu pereți subțiri, ca urmare a presiunii create de unda de șoc, se poate face ținând cont de mărimea impulsului de presiune :

$$P = \int_0^{\tau_2} P(\tau) d\tau \quad (1)$$

unde :

- P este presiunea ce acționează pe piesă;
 - τ este timpul după ajungerea undei de șoc în punctul respectiv al lichidului;
 - τ_2 este durata impulsului de presiune.
- Presiunea ce acționează asupra piesei, este dată de relația :

$$P(\tau) = p_m \cdot e^{-\tau/\theta} \quad (2)$$

unde :

- p_m este presiunea maximă a undei de șoc;
- θ este timpul caracteristic, care determină intensitatea căderii presiunii într-un punct al lichidului.

Din formula (2) deducem că presiunea crește cu viteză foarte mare într-un timp scurt de acțiune. Astfel, se poate presupune că deformarea finală, depinde numai de valoarea maximă a presiunii. Această ipoteză permite calculul impulsului real de presiune, recurând la un impuls triunghiular de forma :

$$P = \frac{p_m \cdot \tau_1}{2} \quad (3)$$

unde : τ_1 , este timpul echivalent al impulsului.

Considerăm că lărgirea semifabricatului tubular cu pereți subțiri (fig. 2), se face sub acțiunea unei presiuni normale uniform distribuite. Dimensiunile inițiale, respectiv finale ale țevii sînt :

- lungimea inițială „ l_0 ” (finală „ l ”);
- raza inițială „ r_0 ” (finală „ r ”);
- grosimea peretelui inițială „ t_0 ” (finală t).

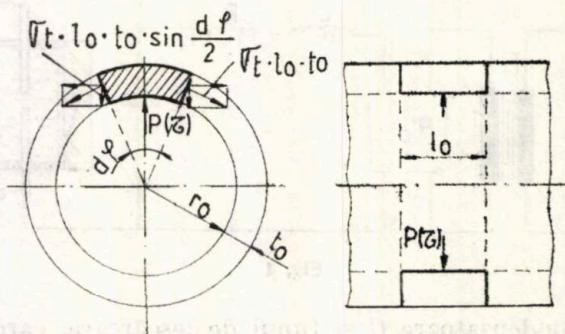


Fig. 2

În ipoteza forțelor inerțiale axiale mici în comparație cu forțele de tracțiune tangențiale, starea de tensiune a semifabricatului, corespunde unor eforturi de tracțiune tangențiale, la care deformăția axială este egală cu variația grosimii peretelui. Materialul este considerat izotrop, de densitate ρ , atunci putem scrie :

$$\frac{l}{l_0} = \frac{t}{t_0} \quad (4)$$

Și datorită faptului că volumul rămâne constant, rezultă :

$$l_0 \cdot r_0 \cdot t_0 = l \cdot r \cdot t \quad (5)$$

Deformația tangențială are valoarea :

$$\varepsilon = \frac{r - r_0}{r_0} \quad (6)$$

Ecuția de mișcare pentru un element de volum al piesei, cu dimensiunile din fig. 2 și masa m , care apare de la centru sub un unghi $d\varphi$ este :

$$P_{(\tau)} \cdot l \cdot r \cdot d\varphi - 2\tau_t \cdot l_0 \cdot t_0 \sin \frac{d\varphi}{2} = m \frac{d^2 r}{d\tau^2} \quad (7)$$

Cu aproximația că $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$, atunci (7) devine (7') :

$$P_{(\tau)} \cdot l \cdot r \cdot d\varphi - \sigma_t \cdot l_0 \cdot t_0 \cdot d\varphi = m \frac{d^2 r}{d\tau^2} \quad (7')$$

Viteza și accelerația de material este :

$$v = r_0 \cdot \frac{d\varepsilon}{d\tau} \quad (8)$$

$$\frac{d^2 r}{d\tau^2} = \frac{v}{r_0} \cdot \frac{dv}{d\varepsilon} \quad (9)$$

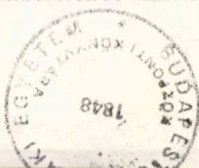
Există relația :

$$\sigma = \sigma_0 + E' \cdot \varepsilon \quad (10)$$

unde :

σ_0 este limita curgerii dinamice ;

E' este modulul de elasticitate dinamic.



Atunci ecuația (7') devine :

$$v \cdot \frac{dv}{d\varepsilon} + a^2 \cdot \varepsilon - b \cdot \sqrt{1 + \varepsilon + C^2} = 0 \quad (11)$$

unde :

$$a^2 = \frac{E'}{\rho}; \quad b = \frac{p(\tau)}{\rho} \cdot \frac{r_0}{t_0}; \quad c = \frac{\tau_0}{\rho}$$

Dacă considerăm $b = \text{const.}$, atunci ecuația (11) se poate integra între limitele v_0 și v respectiv ε_0 și ε . Folosind și relația (12), care dă bună aproximare, din formula de dezvoltare a seriei binomiale :

$$(1 + \varepsilon)^{1.5} \approx 1 + \frac{3}{2} \varepsilon + \frac{3}{8} \varepsilon^2 \quad (12)$$

atunci se obține :

$$v^2 = A + V_0^2 - B \cdot \varepsilon - C \cdot \varepsilon^2 \quad (13)$$

unde :

$$A = \frac{4}{3} b [1 - (1 + \varepsilon_0)]^{1.5} + 2c^2 \varepsilon_0 + a^2 \varepsilon^2; \quad B = 2(c - b);$$

$$C = a^2 - \frac{b}{2}$$

Procesul de lărgire a țevii constă din două faze : faza de accelerare și faza de frinare. Faza de accelerare începe în momentul $\tau_0 = 0$ are o viteză radială și deformare tangențială zero. Faza de accelerare se încheie la timpul $\tau = \tau_1$, cînd începe faza de frinare și viteza are valoarea v_1 și deformarea ε_1 . Procesul de deformare se încheie la timpul $\tau_i = \tau_1$ cu o deformare ε_i și viteză zero.

În cazul fazei de accelerare, în funcție de raportul dintre impulsul de presiune maxim și parametrii piesei sînt posibile trei cazuri :

$$- C > 0 \Leftrightarrow P_m < 2E' \frac{t_0}{r_0}$$

$$- C = 0 \Leftrightarrow P_m = 2E' \frac{t_0}{r_0}$$

$$- C < 0 \Leftrightarrow P_m > 2E' \frac{t_0}{r_0}$$

Pentru faza de frinare, sînt posibile numai primele două cazuri din cele enunțate mai sus.

Prin integrarea ecuației (13) se obțin formulele, care dau variațiile în timp a deformăției în cele trei cazuri.

Să considerăm cazul particular, privind deformăția unei piese din OL37, cu dimensiunile inițiale $r_0 = 15$ [mm], $t_0 = 1$ [mm], $l_0 = 30$ [mm], cu un impuls de presiune de amplitudine $P_m = 220$ [MPa] și de durată $\tau_1 = 30$ [μ s]. Se consideră: $\sigma_0 = 340$ [MPa] și $E' = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa].

După efectuarea calculelor se găsește $\varepsilon_1 = 0,10$ la sfîrșitul fazei de accelerare și $\varepsilon_t = 0,16$ după faza de frinare. Viteza maximă de deplasare a peretelui este de $v = 265$ [m/s].

Concluzii

Cu ajutorul metodei de calcul prezentate deformăția piesei poate fi calculată cu suficientă exactitate pentru practică. Valorile obținute prin calcule, sînt destul de apropiate de cele obținute pe cale experimentală, ceea ce confirmă justetea ipotezelor care au stat la baza calculului matematic.

BIBLIOGRAFIE

1. H. Muller, Investigations into the electrohydraulic forming, Advances Machine Tool Design and Research, 1968, part. I, Oxford.
2. M. Cristescu, Probleme dinamice în teoria plasticității, Ed. tehnică, 1958, București.
3. R. Winkler și colectiv, Hochgeschwindigkeitsbearbeitung, Verlag Technik Berlin, 1973.

Electro-Hydraulic Forming Process of the Tubes

This raport gives a numerical calculation method of the deformations, and of the velocity of deformations, obtained in electro-hydraulic forming process of the tubes. The results of the experiments, obtained with an electro-hydraulic forming machine, of which energy of supply, 10 kJ.

METODĂ GENERALĂ PENTRU CALCULUL SISTEMELOR STATIC NEDETERMINATE DE BARE PLANE CU AXE PARALELE

V. DROBOTĂ *

În lucrare se prezintă o metodă generală de rezolvare pentru calculul sistemelor static nedeterminate, cu axe paralele, de lungimi nominale diferite, cu secțiuni variabile în trepte în cazurile cele mai generale de încărcare cu sarcini axiale, supuse la variații de temperatură și prezentind jocuri de montaj.

1. Ipoteze de calcul

Pentru obținerea relațiilor generale de calcul al sistemelor static nedeterminate de bare plane elastice cu axe paralele se fac următoarele ipoteze :

Se consideră un sistem de bare plane, de lungimi nominale l_i diferite, fiecare alcătuită din tronsoane de lungimi (l_{ij}), secțiuni (A_{ij}) sau materiale diferite (E_{ij}), barele fiind supuse la sarcini coaxiale P_{ik} , fiecare bară sau tronson de bară fiind supus la o variație de temperatură Δt_{ij} , fiecare bară prezentind jocuri de montaj $\delta_i \ll l_i$, barele avînd una din extremități fixată printr-o articulație la un sistem rigid.

Asupra sistemului acționează o sarcină F aplicată prin intermediul unei bare rigide, astfel încît după deformare extremitățile, nefixate ale barelor sînt situate într-un plan ce face cu un plan origine al extremităților determinate de lungimile nominale ale barelor nedeformate, l_i , unghiul θ .

Deplasarea fiecărei bare, după deformare, se consideră egală cu Δl_i .

Aceste ipoteze sînt prezentate pe figurile 1,a și 1,b.

Semnificațiile indicilor simbolurilor de pe aceste figuri sînt următoarele :

— prima cifră din grupul de două cifre de pe fiecare bară, indicele lungimii nominale l , al jocului δ , al sarcinilor P , al temperaturilor Δt și al reacțiunilor N și N' reprezintă numărul barei sistemului (i) iar cea de-a doua cifră numărul tronsonului barei căreia îi aparține (j) sau numărul curent al sarcinii (k).

* Conf. dr. ing., catedra Rezistența materialelor

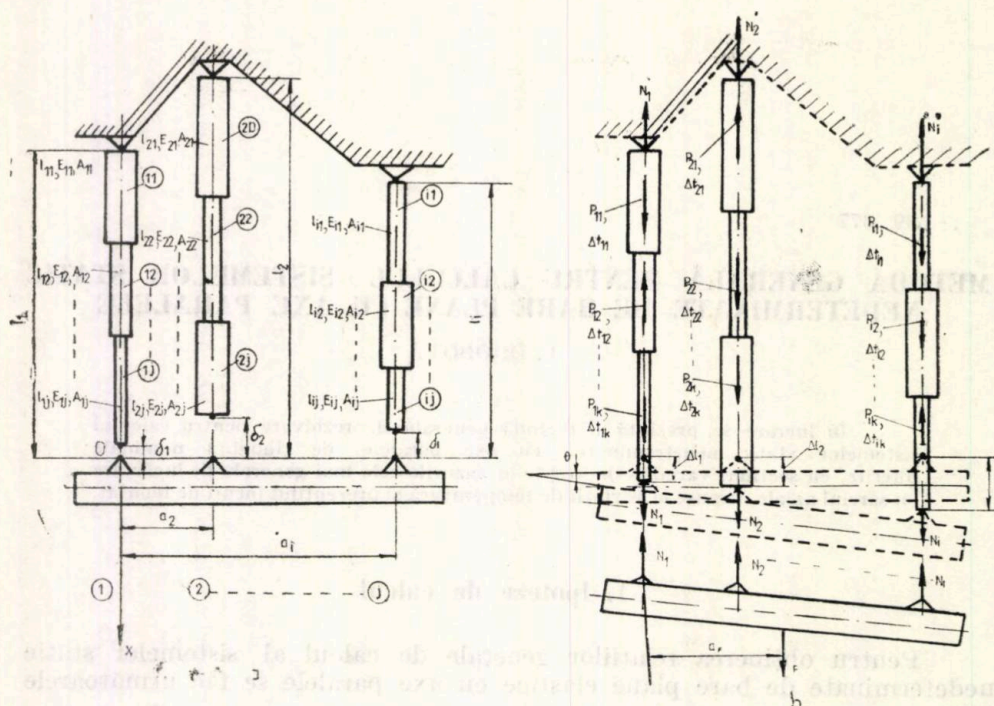


Fig. 1

2. Relații de calcul

Pentru stabilirea relațiilor generale de calcul, ținând seama de ipotezele făcute, în figura 1,a sînt reprezentate elementele geometrice și materialele din care sînt alcătuite tronsoanele barelor sistemului, iar în figura 1,b sînt reprezentate sarcinile, variațiile de temperatură, reacțiunile și deplasările sistemului după deformarea acestuia.

În sistemul deformat se alege pentru reacțiunile din extremitățile barelor, sensuri arbitrare, de preferință dinspre interiorul barelor către extremitățile acestora și se scriu următoarele ecuații de echilibru :

$$\sum_{i=1}^n \bar{N}_i + \bar{F} = 0; \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n \bar{N}_i \bar{a}_i + \bar{F} \bar{a}_F = 0 \quad (2)$$

unde $\bar{a}_F$ este distanța de la forța $\bar{F}$ la un punct considerat origine 0 situat pe axa barei 1, în raport cu care se scrie ecuația de momente (2) :

$\bar{a}_i$ — distanța de la axa barei i în raport cu aceeași origine.

La aceste ecuații se alătură ecuațiile de echilibru ale forțelor de pe fiecare bară, respectiv :

$$\bar{N}_1 + \bar{N}'_1 + \sum_1^k \bar{P}_{1k} = 0 \quad (3)$$

$$\vdots$$

$$\bar{N}_i + \bar{N}'_i + \sum_1^k \bar{P}_{ik} = 0 \quad (i+2)$$

Acestor ecuații li se adaugă ecuațiile de deplasări.

În acest scop se alege sistemul nedeformat (fig. 1, a), un plan origine și un sens pozitiv pentru măsurarea deplasărilor. Se preferă ca plan origine planul extremităților determinat de lungimile nominale ale barelor (l_i) și ca sens de măsurare al deplasărilor Ox , sensul lungirii barelor.

Se scrie apoi că, după deformarea sistemului, punctele de rezemare se găsesc în același plan, situat la distanțele Δl_i de planul considerat origine și înclinat față de acesta cu un unghi θ .

Sensul deplasărilor Δl_i se alege, de asemenea, arbitrar, de preferință în sensul pozitiv al axei Ox .

Deplasările produse de variațiile de temperatură se consideră pozitive, (semnul variațiilor de temperatură fiind inclus în simbolul Δt_{ij}), jocurile δ_i măsurate față de planul considerat origine se consideră pozitive dacă se găsesc de partea planului origine în sensul axei pozitive Ox și negative în sens invers.

Se obțin astfel ecuațiile :

$$\Delta l_1 = \sum \Delta l_{1jk} + \delta_1; \Delta l_2 = \sum \Delta l_{2jk} + \delta_2; \dots \Delta l_i = \sum \Delta l_{ijk} + \delta_i \quad (i+3) \dots 2(i+1)$$

unde Δl_i este lungirea totală a barei i sub acțiunea sarcinilor P_{ik} și variațiilor de temperatură Δt_{ij} .

La aceste ecuații se adaugă relațiile din care rezultă că deplasările extremităților barei deformate se găsesc în același plan (pe aceeași dreaptă care face cu planul origine un unghi θ și anume

$$\theta = \frac{\Delta l_2 - \Delta l_1}{a_2} = \frac{\Delta l_3 - \Delta l_1}{a_3} = \dots = \frac{\Delta l_i - \Delta l_1}{a_i} \quad 2(i+1) \dots (3i+1)$$

Rezultă, astfel, un sistem de $3i+1$ ecuații care dau posibilitatea determinării a tot atâtea necunoscute.

În cazul în care sarcinile P_{ij} și F , pozițiile acestora în sistem, dimensiunile geometrice ale barelor și tronsoanelor acestora, deplasările δ_i , variațiile de temperatură Δt_{ij} și materialele din care sînt executate barele și tronsoanele acestora E_{ij} sînt cunoscute, din sistemul de ecuații se obțin reacțiunile N_i , N'_i , Δl_i și unghiul θ .

Dindu-se alte mărimi, în limitele aceluiași număr de necunoscute, se pot determina jocuri, variații de temperatură sau alte mărimi cuprinse în acest sistem de ecuații.

În cazul în care planul extremităților se deplasează paralel cu planul origine, atunci $\Delta l_1 = \Delta l_2 = \dots = \Delta l_i$ și sistemul de ecuații se reduce la numai $2(i + 1)$ ecuații.

3. Metodologia de rezolvare

Din paragrafele 1 și 2 rezultă următoarea metodică de rezolvare a acestor probleme :

1. Se desenează în paralel sistemul de bare înainte și după deformare ca în figurile 1,a și 1,b, considerînd că după încărcarea sistemului extremităților acestuia sînt situate în același plan, la distanțele Δl_i față de planul origine și făcînd un unghi θ cu acesta.

Sensul deplasărilor Δl_i se poate lua arbitrar. Se preferă ca acesta să se considere în sensul lungirii barelor sistemului.

2. În sistemul deformat pentru fiecare bară se pun reacțiunile N_i și N'_i cu sensuri alese arbitrar și se scriu ecuațiile de echilibru, respectiv (1) ... (i + 2). Se preferă ca sensurile acestora să se aleagă dinspre interiorul barelor spre extremități.

3. Se alege în sistemul nedeformat în planul origine o axă Ox pentru măsurarea deplasărilor, paralelă cu axele barelor. Se preferă ca aceasta să coincidă cu axa barei numărul 1, cu originea în extremitatea ce se deplasează a acesteia.

4. Se scriu ecuațiile de deplasări (i + 3) ... $3i + 1$ considerînd că extremitățile barelor se găsesc după deformare în același plan ce face un unghi θ cu planul origine.

Aceste deplasări se obțin pentru fiecare bară însumînd :

— deplasările produse de sarcinile P_{ik} și reacțiunile N_i după regulile cunoscute de la construirea diagramelor de forțe axiale pe tronsoane și intervale cu convențiile de semne cunoscute ;

— deplasările produse de variațiile de temperatură Δt_i (dacă în Δt_i se consideră semnul inclus) sînt totdeauna pozitive ;

— jocurile δ_i se consideră pozitive dacă sînt situate de partea planului origine în sensul axei Ox și negative invers ;

5. Se rezolvă sistemul de ecuații obținut și se găsesc necunoscutele sistemului.

Necunoscutele sistemului pot fi N_i , N'_i , Δl_i , θ sau cu diferite date, în limitele aceluiași număr de necunoscute ($3i + 1$) pot fi jocuri, variații de temperatură sau alte mărimi cuprinse în sistemul de ecuații.

6. Pentru mărimile cu sens arbitrar ales, rezultatele cu semnul plus confirmă faptul că acesta este sensul real, cele cu semnul minus semnifică faptul, că sensul real este invers celui arbitrar ales.

4. Exemple de calcul

Exemplul 1

Date : $F = 20$ kN ; $P = 5$ kN ; $a = l = 0,25$ m ; $E_1 = 2E_2 = 2 \cdot 10^5$ MPa.

$A = 10$ cm² ; $\alpha_1 = 17 \cdot 10^{-6}$ K⁻¹ ; $\alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6}$ K⁻¹ ; $\Delta t = 50^\circ$ C ;

$\delta_1 = 0,25$ mm ; $\delta_3 = 0,5$ mm.

Necunoscute : N_1 , N_2 , N_3 , Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 , θ .

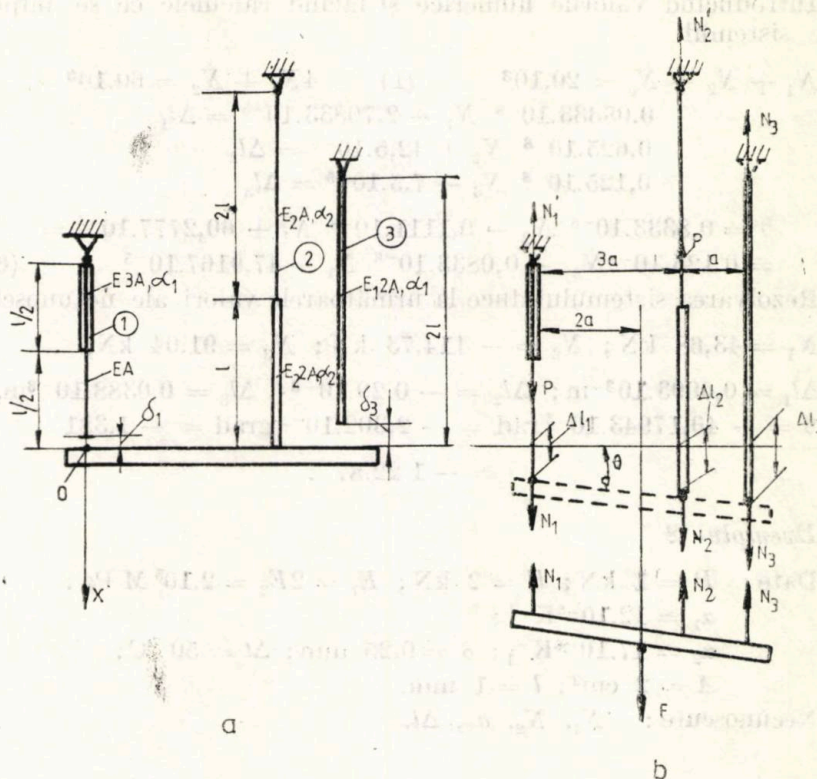


Fig. 2

Rezolvare

Ținând seama de metodologia adoptată cu notațiile din figurile 2,a și 2,b se obține următorul sistem de ecuații:

Ecuații de echilibru

$$N_1 + N_2 + N_3 = F \quad (1); \quad 4N_1a + N_2a - 3Fa = 0 \quad (2)$$

Ecuații de deplasări

$$\frac{N_1l}{2EA} + \frac{(N_1 + P)l}{6E_1A} + \alpha_1l\Delta t - \delta_1 = \Delta l_1 \quad (3)$$

$$\frac{N_2l}{2E_2A} + \frac{(N_2 - P)2l}{E_2A} + \alpha_23l\Delta t = \Delta l_2 \quad (4)$$

$$\frac{N_32l}{2E_1A} + \alpha_22l\Delta t - \delta_3 = \Delta l_3 \quad (5)$$

$$\theta = \frac{\Delta l_2 - \Delta l_1}{3a} = \frac{\Delta l_3 - \Delta l_1}{4a} \quad (6), (7)$$

Rezolvare

Ecuatii de echilibru

$$N_1 + N_2 + F = 0 \quad (1)$$

$$N_1 l + F a_F = 0 \quad (2)$$

Ecuatii de deplasări

$$\begin{aligned} \Delta l &= \frac{N_2 l}{2E_2 A} + \frac{(N_2 + P)l}{4E_2 A} + \alpha_2 l \Delta t - \delta = \\ &= \frac{N_1 l}{12E_1 A} + \frac{3(N_1 - 2P)l}{4E_1 A} + \alpha_1 l \Delta t \end{aligned} \quad (3), (4)$$

Rezolvînd sistemul și introducînd valorile numerice rezultă:

$$\Delta l = \frac{2A \left[\frac{10 E_2}{l} (\alpha_2 l \Delta t - \delta) + 9 E_1 \alpha_1 \Delta t \right] - 22 P - 15 F}{\frac{2A}{l} [10 E_2 + 9 E_1]} = 0,5536 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$N_1 = \frac{(\Delta l - \alpha_1 l \Delta t) 6 E_1 A + 9 P l}{5 l} = - 0,4272 \cdot 10^3 \text{ N};$$

$$N_2 = \frac{(\Delta l - \alpha_2 l \Delta t + \delta) 4 E_2 A - P l}{3 l} = - 1,57066 \cdot 10^3 \text{ N};$$

$$a_F = - \frac{N_1 l}{F} = \frac{0,4272 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^3} = 2,2136 \text{ m}.$$

*Exemplul 3*Date: $l = 0,5 \text{ m}$; $E_1 = 2E_2 = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$;

$$\alpha_1 = 17 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}; \quad \alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1};$$

$$F = 20 \text{ kN}; \quad A = 10 \text{ cm}^2; \quad \delta = 0,5 \text{ mm};$$

$$\Delta l = 0.$$

Necunoscute: $N_1, N_2, \Delta t$.

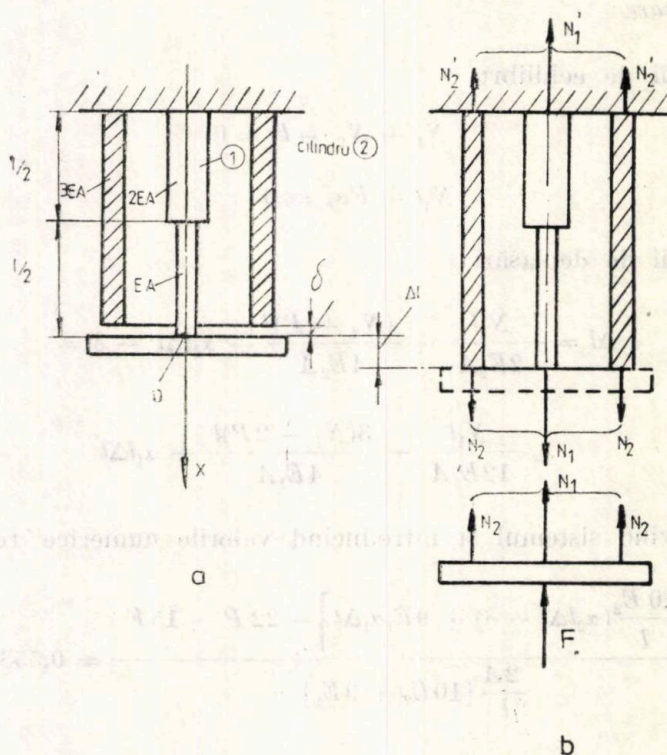


Fig. 4

Rezolvare

Ecuatia de echilibru

$$N_1 + N_2 + F = 0 \quad (1)$$

Ecuatii de deplasări

$$\Delta l = \frac{N_1 l}{2E_1 A} + \frac{N_1 l}{4E_1 A} + \alpha_1 \Delta t = \frac{N_2 l}{3E_1 A} + \alpha_2 \Delta t - \delta = 0 \quad (2), (3)$$

Rezolvind sistemul și introducând valorile numerice se obține

$$N_1 = \frac{\left[(\alpha_2 - \alpha_1) \Delta t - \frac{\delta}{l} - \frac{F}{3E_2 A} \right] 12 E_1 E_2 A}{9E_2 + 4E_1} = 705,88 \Delta t - 131858,8236$$

$$N_2 = -F - N_1 = 111\,858,8236 - 705,88 \Delta t$$

Din (2) rezultă

$$\Delta t = 21,35^{\circ}\text{C},$$

$$N_1 = 116788,2856 \text{ N}$$

$$N_2 = 96788,2856 \text{ N}.$$

Tensiunile maxime sînt

$$\sigma_1 = \sigma_{1max} = \frac{N_1}{A} = -\frac{116788,2856}{10 \cdot 10^{-4}} = -116,788 \text{ MPa};$$

$$\sigma_2 = \sigma_{2max} = \frac{N_2}{A} = \frac{96788,2856}{3 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 32,263 \text{ MP}$$

Exemplul 4

Date: $l_0 = 1 \text{ m}$; $a = 2 \text{ mm}$; $b = 1 \text{ mm}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ mPa}$;

Necunoscute: 1) $x = ?$ pentru ca bara să rămînă orizontală.

2) $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$.

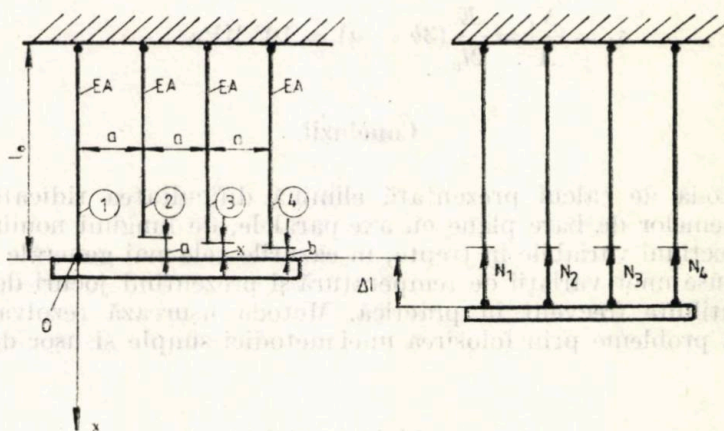


Fig. 5

Rezolvare

Ecuatii de echilibru

$$N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = 0 \quad (1) \quad 3N_1 + 2N_2 + N_3 = 0 \quad (2)$$

Ecuatii de deplasări

$$\frac{N_1 l_0}{EA} = \frac{N_2 l_0}{EA} - a = \frac{N_3 l_0}{EA} - x = \frac{N_4 l_0}{EA} - b \quad (3), (4), (5)$$

Rezolvind sistemul se obține

$$N_1 = -\frac{EA}{4l_0}(a + b + x); \quad N_2 = \frac{EA}{l_0}(3a - b - x);$$

$$N_3 = \frac{EA}{4l_0}(3x - a - b); \quad N_4 = -\frac{EA}{4l_0}(3a - b + 3x).$$

$$x = a - 3b = -1 \text{ mm.}$$

respectiv :

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{E}{2l_0}(b - a) = -10^2 \text{ MPa};$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{E}{2l_0}(a + b) = 3 \cdot 10^2 \text{ MPa};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A} = \frac{E}{2l_0}(a - 5b) = -3 \cdot 10^2 \text{ MPa};$$

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{A} = \frac{E}{2l_0}(3b - a) = 10^2 \text{ MPa}$$

Concluzii

Metoda de calcul prezentată elimină dificultatea ridicată de calculul sistemelor de bare plane cu axe paralele, de lungimi nominale diferite, cu secțiuni variabile în trepte, în cazurile cele mai generale de încărcare, supuse unor variații de temperatură și prezentând jocuri de montaj, cazuri întâlnite frecvent în practică. Metoda ușurează rezolvarea unor asemenea probleme prin folosirea unei metodici simple și ușor de aplicat.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Feodosiev, Résistance des matériaux, Editions Mir, Moscou, 1971.
2. S. D. Ponomarev și alții, Calculul de rezistență în construcția de mașini, Ed. Tehnică, 1960.
3. F. V. Warnock, P. P. Benham, Mechanics of Solids and Strength of Materials, London, Pitman Paperbacks, 1965.
4. K. K. Liharev, N. A. Suhov, Sbornik zadaci po kursu „Soprotivlenie materialov” Mașinostroenie, Moskva, 1980.

Méthode générale pour le calcul des systèmes de barres planes hyperstatiques aux axes parallèles

Dans cet article est présentée, une méthode générale pour le calcul des systèmes, des divers barres hyperstatiques aux axes parallèles, des divers longueurs, avec des sections variables dans les cas les plus généraux avec des charges axiales, soumises aux variations de températures et ayant des jeux de montage.

DINAMICA PROCESULUI DEFORMĂRII PLASTICE A METALELOR LA TREFILARE

N. ATANASIU *

În lucrare se descrie comportarea metalelor la deformare într-o filieră în funcție de caracteristicile mecanice ale metalului și de parametri tehnologici ai procesului: tensiunea de tragere, viteza de trefilare, reducerea de secțiune, frecarea de contact și geometria focarului de deformare.

1. Introducere

Complexitatea fenomenelor fizice și mecanice ce apar la deformarea plastică a materialelor metalice impune cunoașterea detaliată a mecanismului curgerii metalului prin filieră pentru obținerea unor produse de calitate și cu un consum minim de energie.

Focarul de deformare la procedeul de trefilare constituit din metal și filieră s-a reprezentat în fig. 1. Se observă că materialul inițial cu raza R_0 intră în filieră cu viteza v_0 , iar produsul trefilat cu raza R_f părăsește filiera cu viteza v_f . Frecarea dintre metal și filieră se produce în conul acesteia notat cu α pe lungimea l și în zona de calibrare pe lungimea L . Tragerea metalului prin filieră se realizează cu tensiunea σ_{xf} și eventual se supune unei tensiuni inverse σ_{xn} .

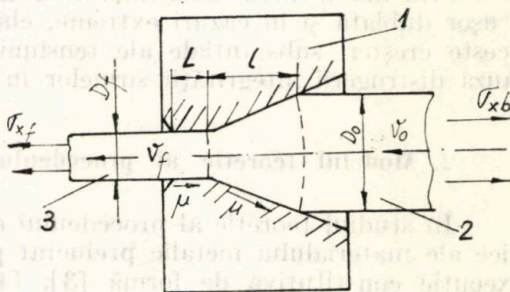


Fig. 1 — Filiera și metalul în timpul trefilării: 1 — materialul inițial; 2 — filiera; 3 — produsul trefilat.

Cîmpul de viteze cinematic admisibil corespunzător procedeului de trefilare s-a reprezentat în fig. 2 unde se pun în evidență trei zone. Zona I în care materialul inițial se deplasează ca un corp rigid, zona II unde se produce deformarea metalului și zona III unde, produsul trefilat, după ieșire din filieră se deplasează tot ca un corp rigid. Suprafețele

sferice Γ_1 (cu raza r_f) și Γ_2 (cu raza r_0) constituie limita dintre zonele II și III și respectiv dintre zonele I, iar suprafața Γ_3 reprezintă porțiunea conică a filierei [1], [2].

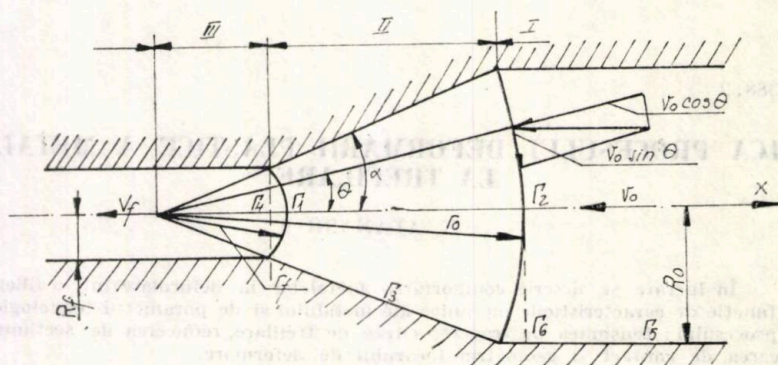


Fig. 2—Câmpul de viteze cinematic admisibile

Tensiunea de tragere σ_{xf} depinde cantitativ de doi factori :

1. Factorul produs care ține seama de limita de curgere și de coeficientul de viscozitate a materialului; acesta este un factor fundamental care nu este influențat de tehnica trefilării aplicată.

2. Factorul proces care depinde de geometria focarului de deformare, frecarea de contact, reducerea secțiunii și viteza de trefilare.

Prin modificarea condițiilor de trefilare, tensiunea de tragere poate fi ușor dublată și în cazuri extreme, chiar mărită de trei sau patru ori. Aceste creșteri substanțiale ale tensiunii de tragere constituie frecvent cauza distrugerii integrității sîrmelor în timpul trefilării.

2. Modelul teoretic al procedurii de trefilare

În studiul teoretic al procedurii de trefilare, caracteristicile mecanice ale materialului metalic prelucrat prin deformare s-au descris cu o execuție constitutivă de formă [3], [4], [5], [6].

$$\dot{\epsilon}_{ij}^{VP} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{\sigma_c}{\sqrt{3} \sqrt{J_2}} \right] S_{ij} \quad (1)$$

unde : $\dot{\epsilon}_{ij}^{VP}$ reprezintă componentele vitezei de deformare : η — coeficientul de viscozitate care este o constantă ce ține seama de influența vitezei de tragere asupra deformării plastice ($\eta = 294 \text{ Nmm}^{-2}\text{s}$, pentru aliaje de cupru), σ_c — limita de curgere ; J_2 — al doilea invariant al deviatorului tensiunilor ; S_{ij} — deviatorul tensiunilor

$$J_2 = \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}} + \frac{v_f r_f^2}{r^3} \eta \sqrt{11 \cos^2 \theta + 1} \quad (2)$$

$$S_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij} \quad (3)$$

în care: δ_{ij} reprezintă tensorul lui Kronecker, iar σ — tensiunea medie dată de expresia:

$$\sigma = \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}}{3} \quad (4)$$

Există două situații:

$$[\Phi] = \begin{cases} \Phi & \text{dacă } J_2 > \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}} \end{cases} \quad (5)_1$$

$$\begin{cases} 0 & \text{dacă } J_2 \leq \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}} \end{cases} \quad (5)_2$$

Deci, modelul va fi viscozioplastic dacă este satisfăcută inegalitatea $(5)_1$ și rigid plastic în cazul inegalității $(5)_2$.

În analiza procedeului se consideră că filiera în timpul trefilării se deformează neglijabil, volumul de metal rămâne constant în zona II și că procesul suferă simetrie axială. În consecință, componentele câmpului vitezelor exprimate în coordonate sferice (r, θ, φ) vor fi:

$$v = v_n = -v_f r_f^2 \frac{\cos \theta}{2} \quad (6)_1$$

$$v_\theta = v_f = 0 \quad (6)_2$$

Din fig. 2 mai rezultă:

$$v_\theta = v_f \frac{R_f^2}{R_0^2}; \quad r = \frac{R}{\sin \alpha} \quad (7)$$

Într-un sistem de coordonate sferice, componentele vitezelor de deformare sînt:

$$\dot{\epsilon}_{rr} = \frac{\partial v}{\partial r} = 2v_f r_f \frac{\cos \theta}{3}$$

$$\dot{\epsilon}_{\theta\theta} = \frac{v}{r} = -v_f r^2 \frac{\cos \theta}{3}$$

$$\dot{\epsilon}_{\varphi\varphi} = \frac{v}{r} \quad (8)$$

$$\dot{\epsilon}_{r\varphi} = \dot{\epsilon}_{\theta\varphi} = 0$$

$$\dot{\epsilon}_{rr} + \dot{\epsilon}_{\theta\theta} + \dot{\epsilon}_{\varphi\varphi} = 0$$

Ținînd seama de expresiile (8), ecuația constitutivă (1) poate fi scrisă, pentru cazul considerat, sub formă:

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_{ij}^{VP} &= \frac{1}{2\eta} \left[1 - \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}} \right] \frac{2}{3} (\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}) \\ \dot{\epsilon}_{ij}^{VP} &= \frac{1}{2\eta} \left[1 - \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}} \right] \frac{1}{3} (\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr}) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\dot{\varepsilon}_{r_0}^{VP} = \frac{1}{2\eta} \left[1 - \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}\sqrt{J_2}} \right] \sigma_{r_0}$$

unde: $\sigma_{\theta\theta}$ reprezintă tensiunea normală pe suprafața filierei, adică presiunea p exercitată de filieră asupra materialului într-un anumit punct al suprafeței de contact, fiind dată de expresia:

$$\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{xb} + \sigma_c \left[\ln \left(\frac{R_0}{R_f} \right)^2 - 1 \right] \quad (10)$$

Pentru calculul tensiunii de tragere se va folosi „teorema asupra puterii consumată de formă”:

$$\int_V \sigma_{ij} \varepsilon_{ij}^{VP} dV + \int_{\Gamma_1} \sigma_i v_i dS + \int_{\Gamma_2} \sigma_i v_i dS = \int_{\partial V} \sigma_i v_i dS \quad (11)$$

în care: σ_i reprezintă componentele vectorului tensiune pe ∂V , frontiera domeniului V cuprins între planele $x = r_0$ și $x = r_f \cos \alpha$; v_i — saltul vitezei particulelor la traversarea suprafețelor Γ_1 și Γ_2 .

Puterea consumată datorită deformării materialului metalic în zona II este dată de expresia:

$$\begin{aligned} \dot{W}_v &= 2\pi \sigma_c v_f R_f^2 \ln \frac{R_0}{R_f} f(\alpha) + \\ &+ \frac{2}{3} \pi v_f^2 \frac{R_f}{\sin \alpha} \eta \left[1 - \left(\frac{R_f}{R_0} \right)^3 \right] \left[1 - \cos \alpha + \frac{11}{3} (1 - \cos^3 \alpha) \right] \end{aligned} \quad (12)$$

În expresia (12) primul termen coincide cu puterea obținută cu ajutorul teoriei clasice de plasticitate, avînd la bază o ecuație constitutivă de tip Saint-Venant-Lévy-Mises, în timp ce al doilea termen reprezintă disiparea suplimentară a puterii datorită efectului vitezei procesului prin luare în considerare a „viscozității” metalului.

Componenta de forfecare a tensiunii pe suprafața Γ_1 corespunzătoare saltului tangențial $v_t = -v_f \sin \theta$:

$$\dot{W}_{\Gamma_1} = \pi v_f r_f^2 \left(\frac{\sigma_c}{\sqrt{3}} + 3 \frac{1}{3} \frac{v_f}{r_f} \eta \right) \left(\alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (13)$$

În mod similar se calculează și pe suprafața Γ_2 corespunzătoare saltului tangențial $v_t = v_0 \sin \theta$):

$$\dot{W}_{\Gamma_2} = \pi v_0 r_0^2 \left(\frac{\sigma_c}{\sqrt{3}} + 3 \frac{1}{3} \frac{v_0}{r_0} \eta \right) \left(\alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (14)$$

Puterea vectorului tensiune pe suprafața conică Γ_3 a filierei este:

$$\dot{W}_{\Gamma_3} = 2\mu \pi v_f R_f^2 \operatorname{ctg} \ln \frac{R_f}{R_0} \left(\sigma_c \ln \frac{R_0}{R_f} + \sigma_{xb} - \sigma_c \right) \quad (15)$$

Coeficientul de frecare μ se obține din legea de frecare tip Coulomb:

$$\tau = \mu \sigma_{\theta\theta}$$

Componenta tangențială a tensiunii din (16) depinde de limita de curgere a materialului, semiunghiul conului filierei, viteza de tragere și de viscozitatea materialului prelucrat.

Puterea consumată pe planul Γ_4 unde $x = r_f \cos \alpha$:

$$\dot{W}_{\Gamma_4} = \pi R_f^2 v_f \sigma_{xf} \quad (17)$$

iar pe planul Γ_6 unde $x = r_0$:

$$\dot{W}_{\Gamma_6} = -\pi R_0^2 v_0 \sigma_{xf} \quad (18)$$

La trefilare, suprafața Γ_5 este lipsită de tensiune, de aceea puterea tensiunii de-a lungul acestei suprafețe este zero.

Introducând (12—)(15) și (17), (18) în (11) și efectuând calculele necesare se obține expresia tensiunii necesară trefilării:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{xf}}{\sigma_c} = & \frac{\sigma_{xb}}{\sigma_c} + 2f(\alpha) \ln \frac{R_0}{R_f} + \\ & + \frac{2}{3} \frac{v_f \cdot \eta}{\sigma_c \cdot R_f} \frac{1}{\sin \alpha} \left[1 - \left(\frac{R_f}{R_0} \right)^3 \right] \left[1 - \cos \alpha + \frac{11}{3} (1 - \cos^3 \alpha) \right] + \\ & + 2\mu (\operatorname{ctg} \alpha) \ln \frac{R_0}{R_f} \left[-\ln \frac{R_0}{R_f} - \frac{\sigma_{xb}}{\sigma_c} + 1 \right] \end{aligned} \quad (19)$$

Pentru stabilirea semiunghiului optim α_{opt} al conului filierei se rezolvă în raport cu α ecuația:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\sigma_{xf}}{\sigma_c} \right) = 0 \quad (20)$$

Folosind formula (19) și ținând seama de faptul că $f(x) = -1$ se obține

$$\alpha_{opt} = \sqrt[3]{\frac{\mu \left(\ln \frac{R_0}{R_f} \right) \left(-\ln \frac{R_0}{R_f} - \frac{\sigma_{xb}}{\sigma_c} - 1 \right)}{6 \frac{v_f \cdot \eta}{R_f \cdot \sigma_c} \left[1 - \left(\frac{R_f}{R_0} \right)^3 \right]}} \quad (21)$$

Se observă din formula (21) că pentru orice combinație a parametrilor procedurii de trefilare, altele decît α , există α_{opt} al semiconului filierei care minimizează tensiunea de tragere sau maximizează reducerile posibile.

În formula (19) termenii care conțin viteza de trefilare v_f depind de parametrul adimensional:

$$R = \frac{v_f \cdot \eta}{\sigma_c \cdot R_f} \quad (22)$$

Prin urmare, influența vitezei de trefilare asupra tensiunii de tragere este cu atât mai însemnată cu cît raza produsului trefilat R_f este

mai mică. De asemenea, variația coeficientului de viscozitate η și a limitei de curgere σ_c , contribuie într-o anumită măsură la sporirea sau la reducerea influenței vitezei de trefilare asupra tensiunii de tragere.

Folosirea formulei (19) cunoaște totuși o restricție rezultată din condiția de limitare superioară pentru tensiunea de tragere care trebuie să satisfacă inegalitatea :

$$\sigma_{xf} < \sigma_c \quad (23)$$

Pentru explicitarea acestei restricții, în formula (19) se introduce $\sigma_{xf} = \sigma_c$ și se rezolvă în raport cu variabila dorită. În acest fel se determină domeniul de variație al parametrilor tehnologici (v_f , r , α , etc.) în care este satisfăcută inegalitatea (23).

3. Cercetări experimentale

În vederea efectuării cercetărilor experimentale de trefilare s-a folosit ca material inițial sîrme din alamă (CuZn 37) cu diametre de 4 și 8 mm în stare recoaptă avînd următoarele caracteristici mecanice: $\sigma_c = 357,5$ MPa și alungirea $A_{10} = 46$ %. Trefilarea s-a realizat pe o instalație industrială avînd o forță de tragere de 50 KN, fiind prevăzută cu aparatura necesară pentru măsurarea forței de trefilare la diferite viteze de lucru în funcție de reducerea secțiunii, de unghiul filierei și de frecarea de contact. Trefilarea s-a efectuat cu un lubrefiant constituit dintr-o soluție de ulei emulsionat în apă, a cărei concentrație depinde de diametrul sîrmei trefilate.

Parametrii tehnologici de trefilare au fost: viteza de trefilare $v_f = 1000$ mm/s și 2000 mm/s; semiunghiul conului filierelor $\alpha = 2$; 4; 6; 8; 10; 12 și 14°, iar reducerea secțiunii $r = 10$; 20; 30 și 40 %. Pentru înlăturarea ecrusării s-au aplicat recoaceri intermediare și finale, în mediu protector de gaz, la temperatura de 450–470°C, durata de menținere 2–4 ore și viteza de răcire de 100°C/oră.

4. Rezultatele obținute

Folosind formula (19) s-a elaborat un program de calculator în limbaj Fortran care a permis calcularea tensiunii de tragere în funcție de ceilalți parametri tehnologici. Din numeroasele variante obținute pe calculator se vor prezenta numai unele rezultate pentru comparați imediată cu datele experimentale. Astfel, în fig. 3 s-au trasat graficea pentru tensiunea relativă de tragere (σ_{xf}/σ_c) în funcție de semiunghiul conului filierei (α) atît pentru viteze mici cît și pentru viteze de trefilare mai mari. Pe figură s-au trasat și curbele experimentale pentru trei reduceri de secțiune $r = 10$ %; 30 % și 40 %.

În calculele efectuate s-au folosit următoarele date: viteza de trefilare $v_f = 500$; 1000 și 1800 m/s; reducerea secțiunii $r = 10$ și 30 % cu pasul de 5; semiunghiul filierei $\alpha = 2$ –16° cu pasul de 2; coeficientul de frecare $\mu = 0,03$; coeficientul de viscozitate $\eta = 2,94$ Nmm⁻²s; limita de curgere $\sigma_c = 350$ MPa.

În fig. 4 s-a reprezentat, în coordonate $\sigma_{xf} - \alpha$, influența frecării de contact asupra tensiunii de tragere. Datele folosite în calcule: viteza

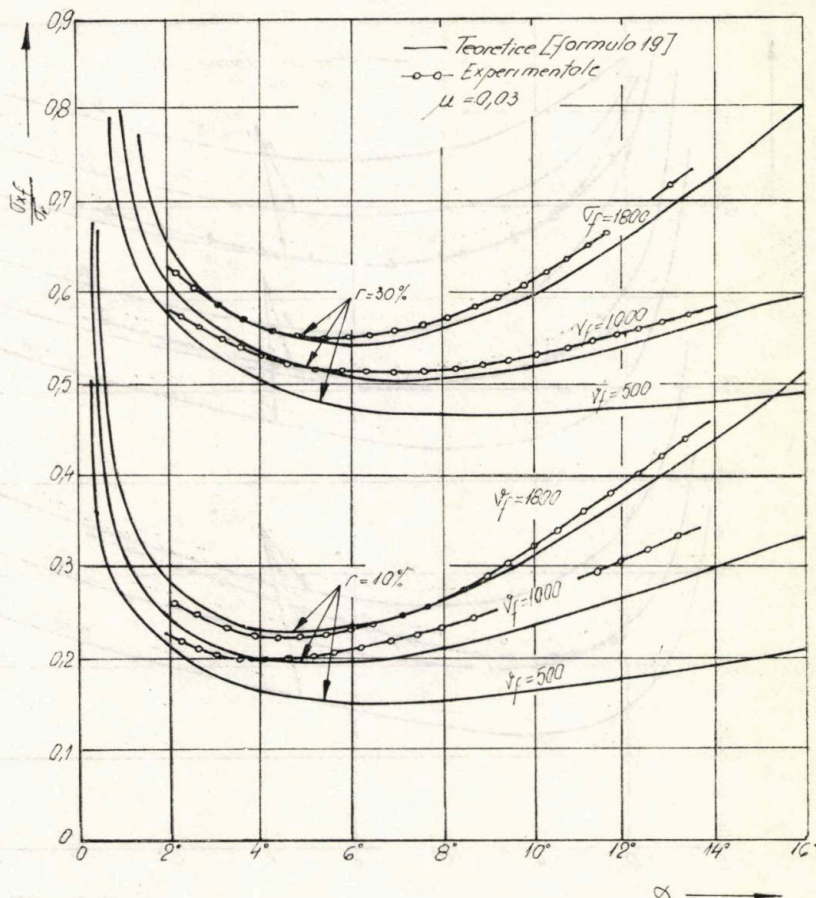


Fig. 3—Dependența tensiunii relative de trefilare de semiunghiul conului filierei și de viteza de trefilare

de trefilare $v_f = 1000$ mm/s; reducerea secțiunii $r = 10\%$; 30% și 40% ; coeficientul de frecare $\mu = 0,01$; $0,03$ și $0,05$.

Analizînd graficele din figurile 3 și 4 rezultă următoarele: Curbele trasate pentru viteze de trefilare mai mari sînt deplasate, față de cele corespunzătoare vitezelor mici, în deosebi, la valori mai mari ale tensiunii relative de tragere. Astfel, pentru $\alpha = 6^\circ$ și viteza de trefilare $v_f = 500$ mm/s, valoarea raportului adimensional $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,15$ pentru o reducere a secțiunii $r = 10\%$, în timp ce la $v_f = 1800$ mm/s raportul $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,225$. La viteze de trefilare $v_f = 500$ mm/s, la reducerea secțiunii $r = 30\%$ și la semiunghiul filierei $\alpha = 8^\circ$, raportul adimensional $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,475$, în timp ce la viteza de trefilare $v_f = 1800$ mm/s raportul $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,560$. Întrucît limita de curgere prezintă variații reduse se poate concluziona că la viteze mari de trefilare sînt necesare tensiuni de tragere mari, respectiv consum energetic ridicat.

Graficele trasate pentru coeficienți de frecare μ de valori scăzute corespund unui raport adimensional σ_{xf}/σ_c mic. Astfel, pentru $\alpha = 6^\circ$,

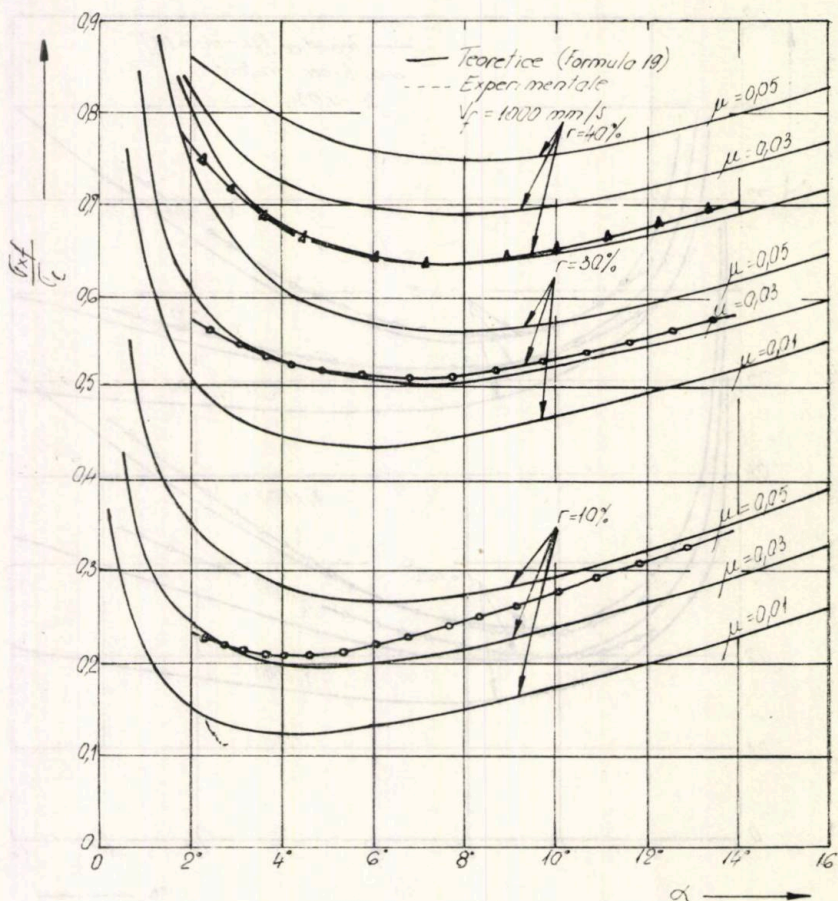


Fig. 4—Variația tensiunii relative de tragere în funcție de semiunghiul conului filierei și de coeficientul de frecare.

reducerea de secțiune $r = 10\%$, raportul $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,125$ în cazul coeficientului de frecare, $\mu = 0,01$ și $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,275$ pentru $\mu = 0,05$. La reducerea de secțiune $r = 30\%$, $\alpha = 8^\circ$ raportul $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,450$ pentru coeficientul de frecare $\mu = 0,01$ și $\sigma_{xf}/\sigma_c = 0,557$ pentru $\mu = 0,05$.

În consecință, pentru a realiza tensiuni de tragere mai scăzute este necesar ca valoarea coeficientului de frecare să fie cât mai scăzut, fapt ce impune folosirea unui lubrifiant corespunzător și o calitate cât mai bună a suprafeței materialului inițial și a filierei.

Pentru fiecare valoare a vitezei de trefilare și a fiecărui coeficient de frecare există valoarea optimă a semiunghiului conului filierei α_{opt} ce corespunde minimului tensiunii de trefilare. La viteze de trefilare mai mari se obțin unghiuri α_{opt} mai mici, iar pentru coeficienți de frecare μ de valori mai ridicate rezultă unghiuri α_{opt} mari. Deci, pentru coeficienți

de frecare de valori mai mari ($\mu > 0,05$) curbele sînt deplasate spre unghiuri α_{ot} mai mari.

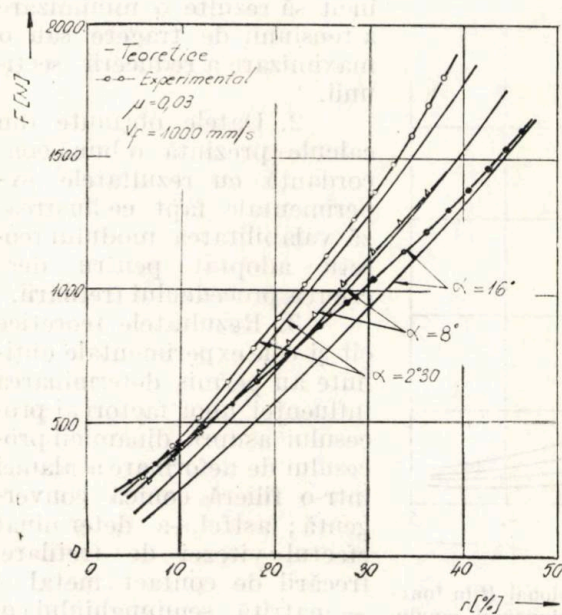


Fig. 5—Dependenta forței de tragere F de reducerea secțiunii materialului și de semiunghiul conului filierei

ich [7] și Ford [8], fenomen neincorporat în teoria de trefilare descrisă.

Pentru a evidenția influența semiunghiului conului filierei asupra parametrului adimensional R , care în realitate constituie un parametru al efectului vitezei, s-au trasat graficele din fig. 6 pentru diferitele valori ale reducerii de secțiune. În calcule s-au folosit următoarele date: limita de curgere $\sigma = 360 \text{ MPa}$, coeficientul de viscozitate $\eta = 2,94 \text{ N mm}^{-2}\text{s}$ și raza sîrmei trefilate $R_f = 1,50 \text{ mm}$. Se observă că pentru o anumită valoare a semiunghiului α există domenii admisibile pentru efectuarea trefilării (sub curba corespunzătoare) fără a se produce distrugerea integrității materialului.

Determinarea experimentală a semiunghiului α_{opt} al conului filierei s-a realizat pornind de la datele inițiale cunoscute și anume: viteza de trefilare v_f , geometria trefilării (R_0 și R_f), coeficientul de viscozitate η și limita de curgere a materialului.

Pentru scopuri practice o valoare aproximativă a semiunghiului conului filierei α_{opt} poate fi citită direct de pe figurile 3 și 4 (marcată cu o linie barată).

În fig. 5 s-a reprezentat variația forței de tragere în funcție de reducerea de secțiune pentru trei valori ale semiunghiului conului filierei: $\alpha = 2^\circ 30'$; 8° și 16° . Alte date utilizate în calcule: viteza de trefilare $v_f = 1000 \text{ mm/s}$; coeficientul de frecare $\mu = 0,030$; limita de curgere $\sigma_c = 360 \text{ MPa}$ și coeficientul de viscozitate $\eta = 2,94 \text{ N mm}^{-2}\text{s}$. De asemenea, pe figură s-au trasat și curbele obținute pe cale experimentală pentru aceleași valori ale semiunghiului conului filierei. Se observă o bună concordanță dintre rezultatele experimentale și cele teoretice, unele excepții se constată în cazul unghiurilor α relativ mai mari și/sau reduceri de secțiuni mici. Acest lucru se datorește așa numitului fenomen „bulging” (bombare) descris de Wistreich [7] și Ford [8], fenomen neincorporat în teoria de trefilare descrisă.

Concluzii

1. Teoria descrisă cu privire la trefilare permite optimizarea parametrilor tehnologici și constructivi ai focarului de deformare astfel încât să rezulte o minimizare a tensiunii de tragere sau o maximizare a reducerii secțiunii.

2. Datele obținute din calcule prezintă o bună concordanță cu rezultatele experimentale fapt ce ilustrează valabilitatea modului teoretic adoptat pentru descrierea procedeului trefilării.

3. Rezultatele teoretice cît și cele experimentale obținute au permis determinarea influenței unor factori ai procesului asupra dinamicii procesului de deformare a alamei într-o filieră conică convergentă; astfel, s-a determinat efectul vitezei de trefilare, frecării de contact metal — matrită, semiunghiului conului filierei și reducerii secțiunii.

4. Pentru aplicabilitatea imediată a rezultatelor cercetării s-au trasat grafice care permit alegerea valorilor optime ale parametrilor tehnologici studiate astfel încât să se lucreze cu consumul energetic minim.

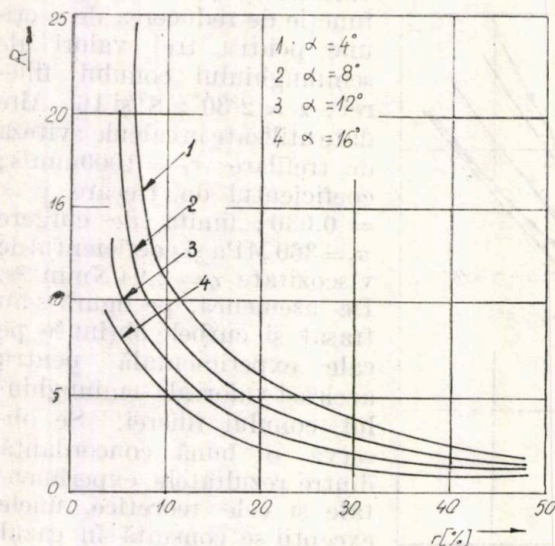


Fig. 6—Variația parametrului adimensional R în funcție de reducerea secțiunii și de semiunghiul conului filierei.

BIBLIOGRAFIE

1. N. Atanasiu, Zähplastisches Verhalten metallischer Werkstoffe während der Umformung durch eine Kegel formige Matritze. Neue Hütte, (1977), S. 376—830.
2. N. Atanasiu, Ziehen von Drähten aus Aluminiumlegierungen Drahtwelt, (1981), S. 233—237.
3. B. Avitzur, Metall Forming : Processes and Analysis, New York : Robert E. Krieger Publ. Company Huntington, 1979.
4. K. Lange, Lehrbuch der Umformtechnik, Berlin, New York : Springer Verlag, 1972
5. N. Cristescu, Dynamic Plasticity, Amsterdam : North Holland Publ. Company, 1967
6. J. G. Wistreich, Investigation of the Mechanics of Wire Drawing, Proc. Inst. Mech. Engrs. (London), vol. 169, (1955) S. 654—665.
7. H. Ford, Advanced Mechanics of Materials, Longmans, London 1963
8. N. Atanasiu, Minimization of drawing stresses improves quality of wire, Wireworld, Nr. 5 (1983), p. 191.

The Dynamics of Metal Forming During Drawing

The paper described the behaviour of metals during drawing as a function of the mechanical properties of metal and the technological parameters of process : drawing stress, drawing velocity, reduction, contact friction and the geometry of the die.

PROIECTAREA CUȚITELOR PROFILATE PENTRU PRELUCRAREA FILETELOR DE PRECIZIE

C. MINCIU *

În lucrare se prezintă o metodă analitică generală de determinare a profilului tehnologic și de măsurare al cuțitelor profilate pentru prelucrarea filetelor de calitate, în cazul unor producții de serie mare și de masă. De asemenea, pentru toate variantele constructive, sint prezentate indicații privind proiectarea și construcția acestor scule așchietoare.

În producția de serie mare și de masă a șuruburilor și piulițelor de precizie (filetele de mișcare, melcii din angrenajele melc-roată melcată ș.a.), în anumite condiții de gabarit și poziție, prelucrarea cu ajutorul cuțitelor profilate devine singurul procedeu de generare, convenabil economic și calitativ.

Deoarece pînă în prezent literatura de specialitate este incompletă, în lucrare se prezintă o metodologie generală de proiectare a unui cuțit profilat pentru prelucrarea suprafețelor elicoidale cilindrice exterioare sau interioare, metoda de determinare analitică a profilului putînd fi folosită pentru toate tipurile de suprafețe elicoidale cilindrice (riglate sau neriglate), de asemenea utilizabilă și pentru profilarea tarozilor sau filierelor.

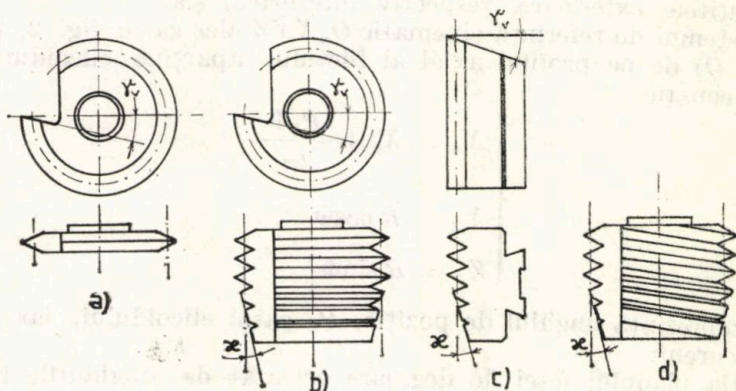


Fig. 1

Cuțitele profilate de filetat pot fi simple (fig. 1 a), sau pieptene (fig. 1 b, c, d), disc (fig. 1 a, b, d) sau prismatice (fig. 1 c); cu directoare circulare sau drepte (fig. 1 a, b, c) sau cu directoare elicoidale sau înclinate (fig. 1 d), pentru prelucrări exterioare sau pentru prelucrări interioare.

* Conf. dr. ing., catedra Mașini unelte și scule

Pentru toate aceste tipuri de cuțite de filetat, lucrarea de față va răspunde la problema principală ce se ridică la proiectarea unei astfel de scule așchietoare: determinarea profilului tehnologic al cuțitului, profil necesar execuției și controlului său, pentru celelalte elemente necesare proiectării (elemente constructive, unghiuri de orientare pentru fețele active α și γ ș.a.) literatura de specialitate fiind suficientă.

1. Determinarea analitică a profilului

Metodologia de determinare a profilului cuțitului este următoarea: se stabilește ecuația muchiei așchietoare ca intersecție a elicoidului piesei cu fața de degajare a cuțitului; prin punctele muchiei se trec directoarele feței de așezare a sculei (circulare în cazul cuțitelor disc circulare, elicoidale dacă acesta este disc elicoidal, rectilinii în cazul cuțitelor prismatice). Profilul tehnologic al cuțitului va rezulta din intersecția feței de așezare, în cazul cuțitelor disc, respectiv un plan normal pe directoarele rectilinii în cazul cuțitelor prismatice. Profilul tehnologic astfel determinat constituie și profilul de măsurare (de control) în cazul verificării cuțitului, cu șablonul sau cu ajutorul microscopului de atelier.

Se consideră cunoscute următoarele caracteristici ale suprafeței elicoidale (fig. 2): raza exterioară R_e , raza medie R_m , raza interioară R_i , pasul elicoidului P_E , profilul filetului determinat prin unghiurile de profil ε_1 și ε_2 și unghiul elicei pe cilindru mediu $\omega_m = \arctg P_E / 2\pi R_m$. Se alege sau se determină următoarele elemente constructive ale sculei așchietoare: unghiul de degajare funcțional γ_{fyv} , unghiul de așezare funcțional α_{fyv} ambele măsurate în vârful V al cuțitului, unghiul de degajare γ_{fx} (atunci cînd este cazul), elemente constructive ale corpului cuțitului (raza de vîrf r_v a cuțitului în cazul celor disc), unghiul de înclinare a directoarelor elicoidale ale feței de așezare în cazul cuțitelor disc elicoidale $\omega_{ms} = \pm \omega_m$ (pentru cuțitele exterioare, respectiv interioare) ș.a.

În sistemul de referință cinematic O_pXYZ ales ca în fig. 2, punctul $M(X_g, Y_g, O)$ de pe profilul axial al filetului aparține elicoidului arhimedic de ecuație

$$\begin{cases} X_A = X_g + \frac{P_E \Phi}{2\pi} \\ Y_A = R \cos \Phi \\ Z_A = R \sin \Phi \end{cases} \quad (1)$$

în care Φ reprezintă unghiul de poziție, P_E pasul elicoidului, iar R raza punctului curent.

Ecuația planului feței de degajare orientat de unghiurile funcționale γ_{fyv} și γ_{fx} , în același sistem de referință cinematic O_pXYZ are ecuația [1]

$$\Phi_v = \gamma_{fyv} - \arcsin \frac{X_g \operatorname{tg} \gamma_{fx} + R_v \operatorname{tg} \gamma_{fyv}}{R \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_{fyv}}} \quad (2)$$

în care R_v reprezintă raza la vîrf a piesei, vîrf V fiind un punct particular despre alegerea căruia se va discuta mai jos.

Unghiul funcțional γ_{fyv} se alege egal cu valoarea optimă γ_{opt} în funcție de natura materialului prelucrat [2], [3], iar $\gamma_{fx} = \omega_m = \arctg P_E / 2\pi R_m$.

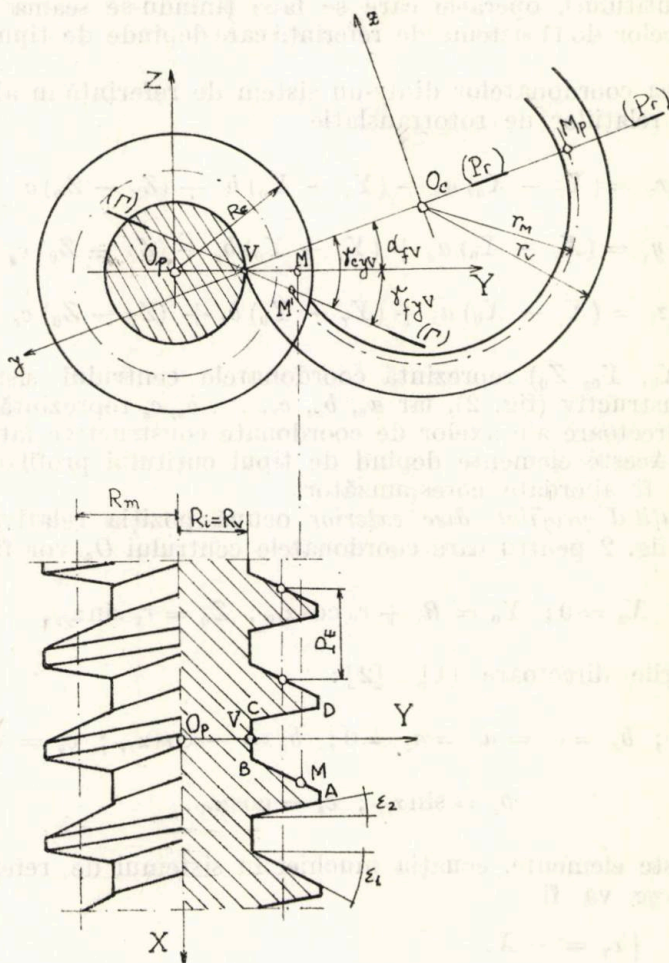


Fig. 2

Din intersecția elicoidului (1) cu planul feței de degajare (2) rezultă ecuația muchiei în sistemul de referință cinematic sub forma ecuațiilor.

$$\begin{cases} X_Y = X_g + \frac{P_E \Phi_Y}{2\pi} \\ Y_Y = R \cos \Phi_Y \\ Z_Y = R \sin \Phi_Y. \end{cases} \quad (3)$$

În continuare, pentru determinarea profilului cuțitului profilat este necesară trecerea coordonatelor muchiei așchietoare din sistemul de referință cinematic O_pXYZ (al piesei) în sistemul de referință constructiv O_cxyz (al cuțitului), operație care se face ținându-se seama de poziția reciprocă a celor două sisteme de referință care depinde de tipul cuțitului profilat.

Trecerea coordonatelor dintr-un sistem de referință în altul se face cu ajutorul relațiilor de rototranslație

$$\begin{aligned}x_Y &= (X_Y - X_0) a_x + (Y_Y - Y_0) b_x + (Z_Y - Z_0) c_x \\y_Y &= (X_Y - X_0) a_y + (Y_Y - Y_0) b_y + (Z_Y - Z_0) c_y \\z_Y &= (X_Y - X_0) a_z + (Y_Y - Y_0) b_z + (Z_Y - Z_0) c_z\end{aligned}\quad (4)$$

în care $O_c(X_0, Y_0, Z_0)$ reprezintă coordonatele centrului sistemului de referință constructiv (fig. 2), iar $a_x, b_x, c_x, \dots, b_z, c_z$ reprezintă cele nouă cosinusuri directoare ale axelor de coordonate constructive față de axele cinematice. Aceste elemente depind de tipul cuțitului profilat și în continuare vor fi abordate corespunzător.

1.1. *Cuțitul profilat disc exterior* ocupă poziția relativă față de piesă ca în fig. 2 pentru care coordonatele centrului O_c vor fi [1], [2]:

$$X_0 = 0; \quad Y_0 = R_t + r_v \cos \alpha_{fV}; \quad Z_0 = r_v \sin \alpha_{fV},$$

iar cosinusurile directoare [1], [2]:

$$a_x = -1; \quad b_x = c_x = a_y = a_z = 0; \quad b_y = -\cos \alpha_{fV}; \quad c_y = \sin \alpha_{fV};$$

$$b_z = \sin \alpha_{fV}; \quad c_z = \cos \alpha_{fV}.$$

Cu aceste elemente, ecuația muchiei în sistemul de referință constructiv O_cxyz va fi

$$\begin{cases} x_Y = -X_Y \\ y_Y = -(Y_Y - Y_0) \cos \alpha_{fV} + (Z_Y - Z_0) \sin \alpha_{fV} \\ z_Y = (Y_Y - Y_0) \sin \alpha_{fV} + (Z_Y - Z_0) \cos \alpha_{fV} \end{cases} \quad (5)$$

Prin aceste puncte trecînd directoarele circulare pentru cuțitul profilat disc circular, sau elicoidale pentru cuțitul disc elicoidal rezultă fața de așezare a cuțitului profilat, care intersectată cu planul axial $z = 0$ determină linia de profil tehnologic căutată.

Pentru *cuțitul profilat disc circular exterior* (fig. 1 a, b) linia de profil rezultată va avea coordonatele (fig. 3)

$$\begin{cases} x_p = x_Y \\ y_p = r_p = \sqrt{y_Y^2 + z_Y^2} \end{cases} \quad (6)$$

Pentru *cuțitul profilat disc elicoidal exterior* (fig. 1 d), alegînd un unghi de înclinare ω_m , a elicei cuțitului pe cilindrul de rază medie r_m egal cu unghiul de înclinare a elicei medii a piesei $\omega_{ms} = -\omega_m$, căruia îi va corespunde un pas al elicoidului cuțitului disc

$$p_s = 2\pi r_m \operatorname{tg} \omega_m,$$

linia de profil rezultată va avea coordonatele (fig. 3)

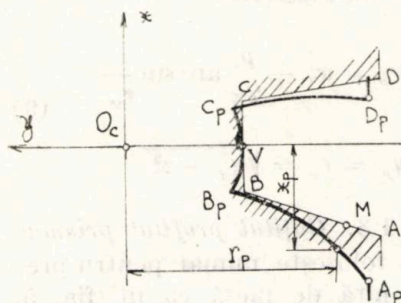


Fig. 3

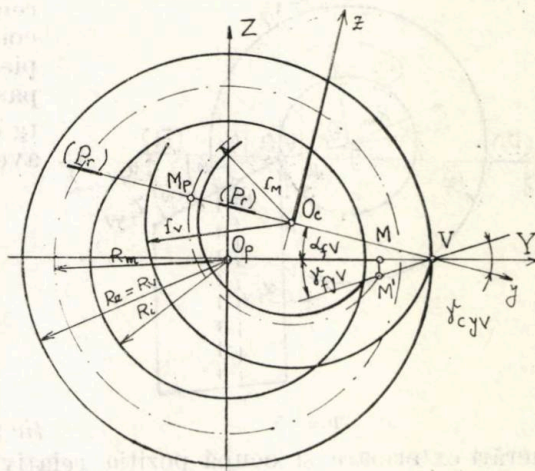


Fig. 4

$$\begin{cases} x_p = x_r - \frac{p_s}{2\pi} \arcsin \frac{z_r}{r_m} \\ y_p = r_p = \sqrt{y_r^2 + z_r^2} \end{cases} \quad (7)$$

1.2. *Cuțitul profilat disc interior* ocupă poziția relativă față de piesă ca în fig. 4, coordonatele centrului O_c fiind

$$X_0 = 0; \quad Y_0 = R_e - r_v \cos \alpha_{fv}; \quad Z_0 = r_v \sin \alpha_{fv},$$

iar cosinusurile directoare

$$a_x = 1; \quad b_x = c_x = a_y = a_z = 0; \quad b_y = c_z = \cos \alpha_{fv};$$

$$c_y = -\sin \alpha_{fv}; \quad b_z = \sin \alpha_{fv}.$$

Ecuția muchiei în sistemul de referință constructiv va fi

$$\begin{cases} x_r = X_r \\ y_r = (Y_r - Y_0) \cos \alpha_{fv} - (Z_r - Z_0) \sin \alpha_{fv} \\ z_r = (Y_r - Y_0) \sin \alpha_{fv} + (Z_r - Z_0) \cos \alpha_{fv}. \end{cases}$$

2. Observații și concluzii

2.1. În vârful V mărimile unghiurilor de orientare γ_{fv} și α_{fv} au valorile optime, recomandate de teoria așchierii. În toate cazurile (fig. 4, 5), punctul V aparține: planului de bază cinematic XO_pY , planului de bază constructiv xO_cy și planului feței de degajare (Γ). În acest punct

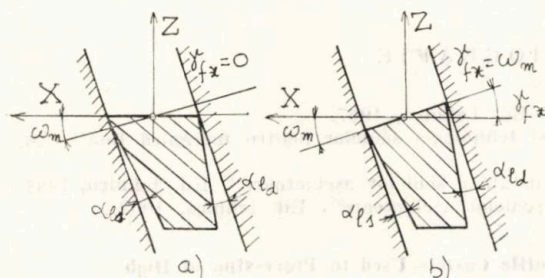


Fig. 6

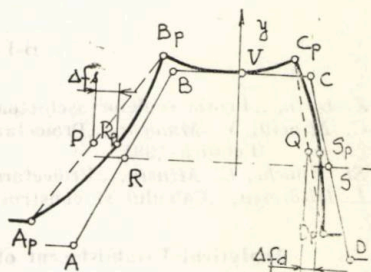


Fig. 7

coordonatele profilului piesei sînt identice cu ale muchiei. Raza corespunzătoare punctului V se alege: pentru prelucrarea exterioară $R_v = R_i$ (fig. 2,5), pentru cea interioară $R_v = R_e$.

2.2. În cazul filetelor cu unghi de înclinare mic ($\omega_m \leq 2^\circ \dots 4^\circ$) se alege unghiul $\gamma_{fx} = 0$ (fig. 6 a), în caz contrar se impune $\gamma_{fx} = \omega_m$, (fig. 6, b). Pentru primul caz ($\gamma_{fx} = 0$) cuțitul se construiește și cu directoarele circulare.

2.3. Numărul de puncte de pe profilul piesei pentru care se face determinarea analitică a profilului tehnologic al cuțitului se alege între 6 și 20 de puncte, obligatoriu cele particulare de pe cele trei cercuri: interior, exterior și mediu.

2.4. Din motive tehnologice, profilul rezultat sub formă curbilinie (linia $A_p R_p B_p V C_p S_p D_p$ din fig. 7) se poate înlocui, prin segmente rectilinii: liniile $A_p P B_p$ și $C_p Q D_p$, ușor de realizat tehnologic, înlocuire acceptată dacă erorile de profil introduse, (măsurate prin abaterile Δf_s și Δf_d din fig. 7) sînt în limitele toleranței erorii de profil. Mărimile acestor abateri rezultă

$$\Delta f_s = x_{Rp} - x_p; \quad \Delta f_d = x_{Sp} - x_Q$$

în care coordonatele x corespund celor patru puncte P , R_p , Q și S_p (fig. 7). Coordonatele punctelor R_p și S_p sînt cunoscute, determinate fiind prin calculul de profilare. Punctele P și Q au abscisele date de relațiile (fig. 7)

$$x_P = \frac{x_{Bp}(y_{Rp} - y_{Ap}) - x_{Ap}(y_{Rp} - y_{Bp})}{y_{Bp} - y_{Ap}}$$

$$x_Q = \frac{x_{Cp}(y_{Sp} - y_{Dp}) - x_{Dp}(y_{Sp} - y_{Cp})}{y_{Cp} - y_{Dp}} \quad (12)$$

2.5. Metoda de profilare rămâne valabilă pentru orice formă de linie de profil axial al piesei, rectilinie sau curbilinie, precum și pentru profilarea tarozilor sau filierelor.

2.6. Unghiul de degajare constructiv în vârful cuțitului are valoarea (fig. 2, 4, 5)

$$\gamma_{cvr} = \gamma_{fv} + \alpha_{fv}$$

BIBLIOGRAFIE

1. Z. Duca, „Teoria sculelor așchietoare”, Ed. Tehnică, 1967.
2. C. Minciu, V. Matache, „Proiectarea și tehnologia sculelor pentru mecanică fină”, Ed. Tehnică 1981.
3. St. Enache, C. Minciu, „Proiectarea asistată a sculelor așchietoare”. Ed. tehnică, 1983.
4. I. Lăzărescu, „Calculul și construcția sculelor așchietoare”, Ed. tehnică, 1962.

Analytical Establishment of Profile Cutters Used to Processing of High Accuracy Spiral Surfaces

In these paper is presented a general method for the analytic establishment of profile cutters used to processing high accuracy spiral surfaces. There are tackled all cutter types: circular, flat, for internal and external surfaces.

STUDII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND STAREA DE TENSIUNE ȘI DEFORMAȚIE A BATIURILOR DIN BETON PENTRU MAȘINI-UNELTE

C. ISPAS, M. BALCU, G. POPOVICIU, C. NEDELICU*

În lucrare se prezintă rezultatele teoretice și experimentale efectuate pe modele din metal și beton, concepute pe baza teoriei similitudinii, pentru batiul unei mașini orizontale de alezat și frezat cu pinolă culisantă. Cu ajutorul metodei elementului finit au fost studiate aceste modele, rezultând concluzii importante cu privire la utilizarea betonului în construcția de mașini-unelte.

1. Introducere

Betonul este un material de construcție ale cărui elemente componente, agregatul și liantul, au rezerve, practic inepuizabile pe globul pământesc. Turnarea betonului se execută la temperatura mediului ambiant de către muncitori cu o calificare mult inferioară celor din domeniul construcției de mașini. La executarea batiurilor din beton pierderile tehnologice de materiale sînt practic nule ceea ce permite atingerea unui grad de utilizare a materialelor de 100 %. Betonul are o greutate specifică de 3,25 ori mai mică decît a oțelului și fontei, o bună rezistență la solicitările de compresiune, o inerție termică de 40 ori mai mare decît oțelul și o capacitate de amortizare a vibrațiilor de 5 ori mai mare decît fonta. Ansamblul acestor calități au determinat ca, în ultimii ani, pe plan mondial, să fie intensificate cercetările privind utilizarea betonului în construcția batiurilor mașinilor-unelte. Dar, comparativ cu materialul tradițional al batiurilor mașinilor-unelte-fonta, betonul are unele caracteristici de bază cu valori inferioare. Astfel, modulul de elasticitate reprezintă $E_b = 3,0 \dots 4,0 \cdot 10^5$ daN/cm² față de $E_f = 1,2 \cdot 10^6$ daN/cm², iar rezistența la tracțiune este $R_{mb} = 70$ daN/cm², cu mult mai mică decît $R_{mf} = 2500$ daN/cm². Aceste caracteristici pot fi îmbunătățite substanțial prin: alegerea corespunzătoare a rețetei de preparare; stabilirea unei structuri în concordanță cu starea tensiunilor: aplicarea unor tehnologii de descărcare a structurilor în zonele cu solicitări de întindere etc.

Utilizarea calităților betonului, concomitent cu îmbunătățirea caracteristicilor deficitare preocupă multe centre de cercetare din domeniul

* Conf. dr. ing., catedra Mașini unelte și scule; șef. lucrări ing., catedra Rezistența materialelor—Institutul de construcții București, Ing., IATSA Pitești; Cercet. șt., ICSIT Titan București.

mașinilor-unelte. În acest sens, cercetări aprofundate cu rezultate apreciable sînt consemnate în Elveția, Japonia, RDG, RFG și URSS, țări în care au apărut și primele realizări practice. Lucrarea de față abordează teoretic și experimental problema oportunității utilizării betonului în construcția batiurilor mașinilor-unelte privită prin prisma deformăției acestora.

2. Conceperea și încercarea modelelor echivalente reduse

Cercetările comparative privind deformările batiurilor din fontă și beton au fost efectuate pe modele echivalente reduse, la conceperea cărora s-au utilizat principiile teoriei similitudinii. Modelele au fost concepute pe exemplul batiului unei mașini orizontale de alezat și frezat cu pinolă culisantă, avînd diametrul arborelui de alezare de 2000 mm. Pentru stabilirea criteriilor de similitudine se consideră că batiul mașinii-unelte reprezintă o grindă pe suport elastic. În acest sens, se acceptă ipotezele lui Winkler, conform cărora suportul elastic este constituit dintr-o infinitate de reazeme elastice independente, reacțiunile reazemelor sînt proporționale cu săgeata grinzii, iar aceasta este egală cu cea a suportului elastic.

Funcția implicită a mărimilor fizice ce caracterizează grinda pe suport elastic se exprimă astfel [4]:

$$f(\sigma, l, E, F, \gamma, v, c, \mu) = 0 \quad (1)$$

unde notațiile au următoarele semnificații: σ — efortul unitar; l — lungimea grinzii; F — forța aplicată grinzii; E — modulul de elasticitate longitudinală; γ — greutatea specifică a materialului grinzii; v — săgeata; c — constanta elastică a suportului; μ — coeficientul lui Poisson.

Aplicînd teorema π funcției (1) se stabilesc următoarele criterii de similitudine:

$$\pi_1 = \frac{F}{\sigma l^2}; \pi_2 = \frac{E}{\sigma}; \pi_3 = \frac{\gamma l}{\sigma}; \pi_4 = \frac{v}{l}; \pi_5 = \frac{c}{\sigma}, \quad (2)$$

iar ecuația criterială rezultă a fi:

$$\varphi\left(\frac{F}{\sigma l^2}, \frac{E}{\sigma}, \frac{\gamma l}{\sigma}, \frac{v}{l}, \frac{c}{\sigma}, \mu\right) = 0. \quad (3)$$

Pe baza ecuației criteriale (3), considerînd că grinda echivalentă suferă deformații mici, se deduc următoarele relații între scările mărimilor fizice [2]:

$$K_\sigma = K_\gamma \cdot K_l; K_F = K_l^3 \cdot K_\gamma; K_\gamma = K_l^2 \cdot K_\sigma \cdot K_E^{-1}; \quad (4)$$

$$K_c = K_\sigma = K_\gamma \cdot K_l; K_\mu = 1.$$

Toate relațiile au fost explicitate în funcție de variabilele $K_l = \lambda$; K_E și K_γ , care în faza de concepere a modelelor se aleg arbitrar. Scările variabilelor arbitrare au fost stabilite avînd în vedere că batiul mașinii-unelte de referință se execută din fontă cenușie Fc 250X cu modulul de elasticitate $E_M = 1,2 \cdot 10^6$ daN/cm² și greutatea specifică $\gamma_M = 7,8$ daN/cm³, iar modelele echivalente sînt din oțel Ol 37 și din beton marca B 400.

Aceleași caracteristici au valorile: pentru oțel $E_{m0} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$; $\gamma_{m0} = 7,8 \text{ daN/cm}^3$ și pentru beton $E_{mb} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$, $\gamma_{mb} = 2,4 \text{ daN/dm}^3$.

Din considerente practice, ce au vizat, îndeosebi, modelul din beton, s-a ales scara lungimilor $K_l = \lambda = 1/5$. Pe baza datelor prezentate mai sus, se stabilesc scările celorlalte două variabile caracteristice independente sau arbitrare: ale modulelor de elasticitate și greutateilor specifice. Scările corespunzătoare au următoarele valori:

— pentru modelul din oțel:

$$K_{E0} = \frac{E_{m0}}{E_M} = 1,75; K_{\gamma0} = \frac{\gamma_{m0}}{\gamma_M} = 1; \quad (5)$$

— pentru modelul din beton:

$$K_{Eb} = \frac{E_{mb}}{E_M} = 0,25; E_{\gamma b} = \frac{\gamma_{mb}}{\gamma_M} = 0,312. \quad (6)$$

Ținând cont de forma generală a batiului mașinii-unelte, de rolul funcțional al suprafețelor sale și de scopul urmărit în cercetare, pe baza scărilor stabilite, au fost concepute modelele echivalente reduse din oțel (fig. 1, a) și din beton (fig. 1, b).

Modelele au fost supuse unor solicitări de încovoiere prin aplicarea unei forțe în zona centrală, în condițiile rezemării la capete. Deplasările s-au măsurat în nouă puncte, din planul corespunzător ghidajelor, dispuse în zonele mediane și de capăt așa cum se indică în fig. 1, c.

La efectuarea încercărilor, ca și la prelucrarea rezultatelor, s-au folosit următoarele scări ale mărimilor fizice:

— pentru modelul din oțel:

$$K_c = 1/5; K_F = 1/125; K_e = 1/5; K_\mu = 1; \quad (7)$$

— pentru modelul din beton;

$$K_c = 1/16; K_F = 1/400; K_e = 1/16; K_\mu = 1. \quad (8)$$

Solicitarea maximă s-a stabilit prin intermediul scării forțelor. În acest fel, forța maximă de solicitare, corespunzătoare încărcării maxime de 75000 daN a batiului mașinii reale, a reprezentat 600 daN pentru modelul din oțel și 170,5 daN — pentru cel din beton.

În scopul înlăturării neliniarității de tipul histerezisului, înaintea măsurărilor au fost efectuate câteva cicluri de încărcare-descărcare pînă la valori ale forței care să depășească de două ori valoarea maximă de solicitare a batiului din beton. Practic, la al treilea ciclu cu $F_{\max} = 350 \text{ daN}$, curba de descărcare s-a suprapus peste cea de încărcare. În continuare, ciclurile de încercare au avut valoarea maximă a forței de 170 daN, identice pentru cele două modele. În cadrul încercărilor s-au urmărit cu precădere deplasările maxime din zona centrală (punctul 8) a modelelor. Acest lucru a impus ca la prelucrarea datelor obținute să fie eliminate deplasările datorate rototranslației corpurilor modelelor pe reazeme.

La modelul din oțel valoarea medie a săgeții la forța de 170 daN a fost de 3,5 μm . În cazul variantei optime din beton, la aceeași forță de 170 daN, valoarea medie a săgeții a reprezentat 2,7 μm .

Cercetările experimentale au evidențiat rigiditatea superioară a modelelor din beton, rezultat explicabil prin realizarea unui moment de inerție al secțiunii de aroape patru ori mai mare decât în cazul modelului din oțel.

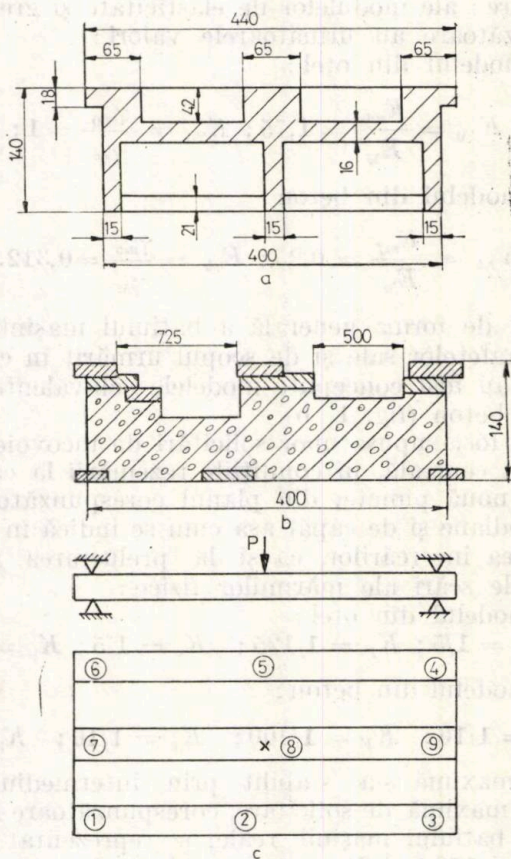


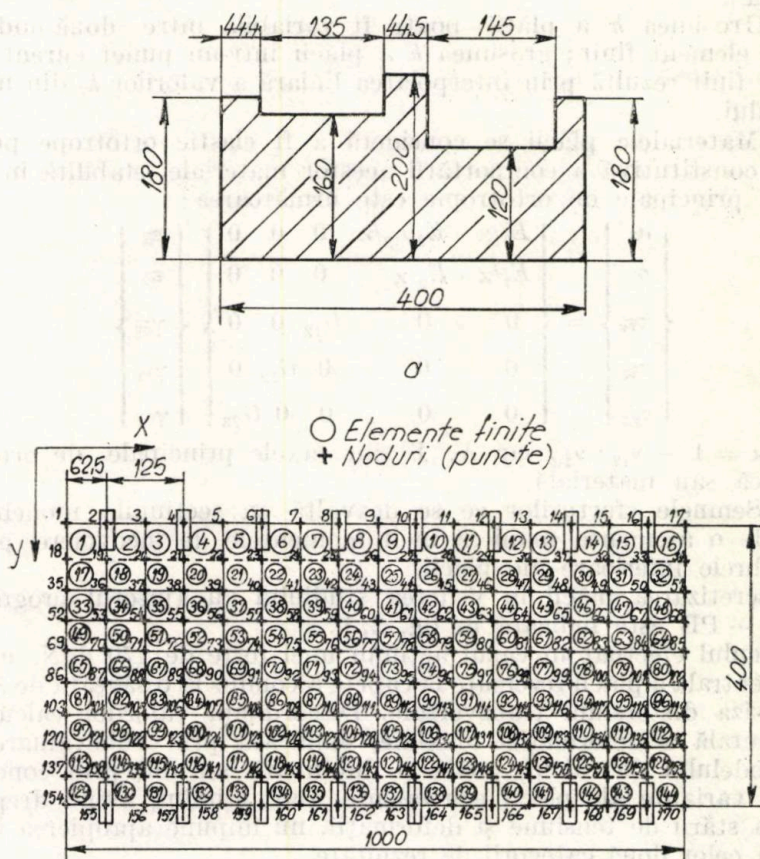
Fig. 1

3. Studiul deformațiilor și al stărilor de tensiune ale modelului din beton

Pe baza datelor experimentale, obținute la încercarea modelelor din beton, a fost conceput modelul teoretic, al cărui studiu s-a efectuat cu ajutorul metodei elementului finit. În acest scop, parametrul comparativ de bază a fost constituit de săgeata de $2,7 \mu\text{m}$ din zona centrală a modelului din beton, obținută la acțiunea forței de 170 daN .

Modelul teoretic a fost conceput sub forma unei plăci elastic-ortotrope având dimensiunile longitudinale și transversale identice cu cele ale modelului fizic. Au fost studiate mai multe variante ale plăcii echivalente, cu diferite dimensiuni ale elementelor secțiunii, forma generală a acesteia

corespunzând secțiunii reale. Rezultatele cele mai apropiate de datele experimentale au fost obținute în cazul plăcii a cărei secțiune are dimensiunile indicate în fig. 2, a.



6
Fig. 2

Deformațiile și starea de tensiune ale plăcii ortotrope au fost stabilite pe baza teoriei elementului finit cu ajutorul programului de calcul STAR 2-PE, destinat studiului plăcilor plane cu comportarea în domeniul elastic [3]. Mai jos sînt menționate caracteristicile de bază ale acestui program de calcul.

a) Placa cu rețeaua de grinzi înglobată se studiază în sistemul de axe $OXYZ$, unde ocupă domeniul

$$V = \left\{ (x, y, z) \in R^3 / Z \in \left[-\frac{h}{2}, \frac{h}{2} \right], (x, y) \in A \in R^2 \right\}.$$

b) Elementele finite sînt de tip grindă (cu 4 grade de libertate), triunghi (cu 9 grade de libertate) și patrulater (cu 19 grade de libertate).

Elementul finit patrulater este format din patru triunghiuri avînd 11 grade de libertate fiecare, definite în cinci puncte nodale pe fiecare triunghi. Cele 7 grade de libertate interioare sînt eliminate prin condensare statică [1].

c) Grosimea h a plăcii poate fi variabilă între două noduri ale aceluiași element finit; grosimea h a plăcii într-un punct curent al elementului finit rezultă prin interpolarea liniară a valorilor h_i din nodurile elementului.

d) Materialele plăcii se consideră a fi elastic ortotrope perfecte. Ecuația constitutivă a comportării acestor materiale, stabilită în raport cu axele principale de ortotropie este următoarea:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} E_1/\kappa & E_2\nu_{12}/\kappa & 0 & 0 & 0 \\ E_1/\kappa & E_2/\kappa & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_{23} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

în care $\kappa = 1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}$, iar X, Y sînt taxele principale de ortotropie geometrică sau materială.

e) Semnele eforturilor ce se dezvoltă în secțiunile modelului se adoptă de o asemenea manieră încît momentele de încovoiere pozitive întind fibrele inferioare ale plăcii.

Discretizarea plăcii în vederea studiului cu ajutorul programului STAR 2 — PE este indicată în fig. 2, b.

Calculul efectuat în cazul acțiunii unei forțe de 170 daN, aplicată în zona centrală a plăcii rezemate la capete a condus la o săgeată de 8,5 μm , fără a sesiza distorsiuni transversale. Discordanța valorilor calculată și experimentală a deformației maxime, explicată prin subevaluarea secțiunii modelului de calcul, poate fi diminuată sensibil prin conceperea unor noi variante ale plăcii echivalente. Dar, studiul, avînd drept scop evaluarea stării de tensiune și deformații, nu impune apropierea în continuare a celor două categorii de rezultate.

Modelul de studiu a fost supus unor solicitări diverse, încercîndu-se crearea condițiilor reale de solicitare. În acest sens, forța de solicitare a fost mărită pînă la 1000 daN și aplicată după trei scheme distincte. Spre exemplu, în fig. 3 se prezintă deformațiile longitudinale și transversale ale plăcii rezemate la capete în cazul aplicării forței de 1000 daN, la jumătatea distanței dintre nodurile 111 și 128.

Deformația maximă calculată este de 50 μm . Cum forța aplicată depășește cu mult pe cea reală și reazemele intermediare lipsesc, este evident că această deformație nu ridică probleme practice.

Într-o a doua schemă de încărcare s-a presupus că forța de 1000 daN are două componente paralele, ambele aplicate pe ghidajul din mijloc, între nodurile 77—94 și respectiv 94—111. Deformațiile longitudinale și transversale calculate sînt prezentate în fig. 4.

Deformația maximă este de 51 μm , sesizîndu-se și distorsiunea transversală de 5 μm . Distorsiunea transversală constatată creează o distribuție neuniformă a presiunii pe cele trei ghidaje, ceea ce poate să împe-

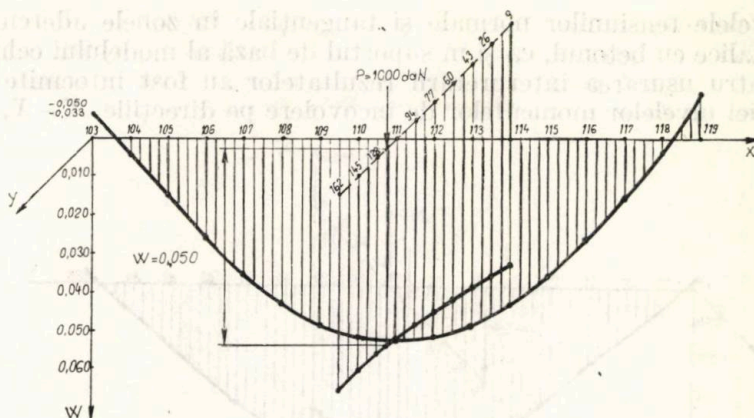


Fig. 3

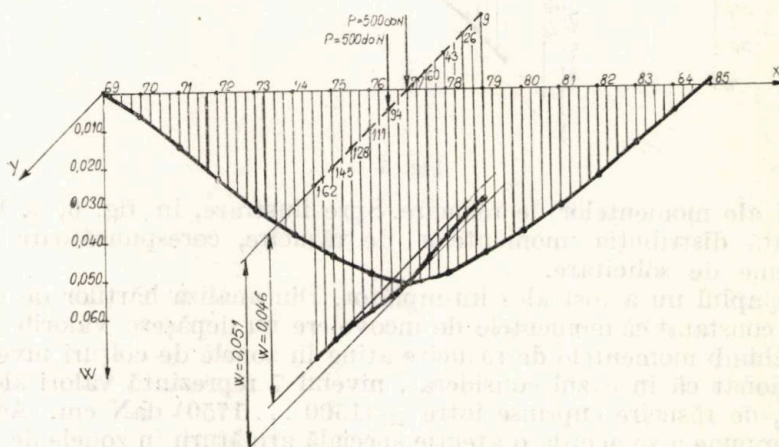


Fig. 4

teze asupra bunei funcționări a cuplului cinematic sanie-ghidaj. Dar, ca și în cazul anterior, se poate arăta că efectul nefavorabil al acestor deformări în realitate este neînsemnat.

În fig. 5 se prezintă deformările longitudinale și transversale ale plăcii echivalente în cazul divizării forței maxime aplicate în patru componente, acționând în planul median (situația cea mai nefavorabilă) — două pe ghidajele laterale, celelalte pe ghidajul din mijloc. Deformația maximă calculată atinge 53 μm , constatându-se și o distorsiune transversală de 5 μm . Având în vedere că forța aplicată este de patru ori mai mare decât cea reală și că nu s-au luat în considerație reacțiunile a șase reazeme intermediare se poate trage concluzia că deformările stabilite au consecințe practice minime.

Studiul teoretic efectuat cu ajutorul metodei elementului finit a permis stabilirea stării de tensiune ce se creează în secțiunile plăcii echivalente ca urmare a acțiunii sarcinii aplicate. Au fost urmărite cu precă-

dere, nivelele tensiunilor normale și tangențiale în zonele aderenței carcasei metalice cu betonul, ca și în suportul de bază al modelului echivalent.

Pentru ușurarea interpretării rezultatelor au fost întocmite hărțile distribuției nivelelor momentelor de încovoiere pe direcțiile $X-X$, $Y-Y$,

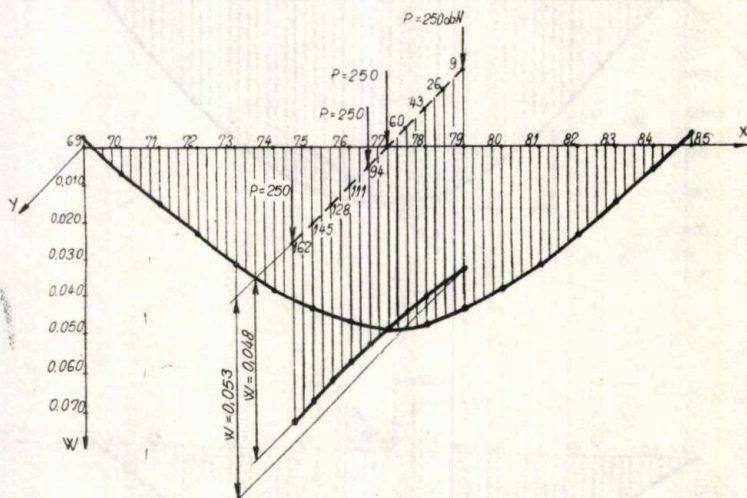


Fig. 5

$X-Y$, și ale momentelor de răsucire. Spre ilustrare, în fig. 6, a, b și c se prezintă distribuția momentelor de răsucire, corespunzătoare celor trei scheme de solicitare.

Exemplul nu a fost ales întâmplător. Din analiza hărților de distribuție s-a constatat că momentele de încovoiere nu depășesc valorile medii [3], în schimb momentele de răsucire ating în zonele de colțuri nivelul 7. De menționat că în cazul considerat, nivelul 7 reprezintă valori ale momentelor, de răsucire cuprinse între $\pm (1500 \dots 1750)$ daN cm. Această situație impune a se acorda o atenție specială armăturii în zonele de prindere a reazemelor de capăt.

Distribuția momentelor de încovoiere și răsucire relevă faptul că pe suprafețele de contact ale carcasei metalice cu betonul nu apar solicitări deosebite, praznurile având numai rolul de a asigura conlucrarea celor două materiale în preluarea sarcinilor aplicate. Analiza amănunțită a rezultatelor obținute în urma studiului teoretic al stării de tensiune și deformare a plăcii echivalente permite optimizarea structurii batiului din beton, conferindu-i acestuia calitățile impuse prin condițiile tehnice din domeniul mașinilor-unelte.

4. Concluzii

a. Utilizarea betonului în construcția elementelor portante ale mașinilor-unelte impune efectuarea unor cercetări privind optimizarea formei secțiunilor, comportarea la solicitările statice și dinamice, rețetele de preparare, modalitățile de asamblare ale ghidajelor, cremalierelor, carcaselor etc.

b. Teoria similitudinii poate fi aplicată în conceperea unor modele fizice reduse, iar rezultatele experimentale obținute cu ajutorul acestora, pot servi la stabilirea modelelor teoretice de studiu.

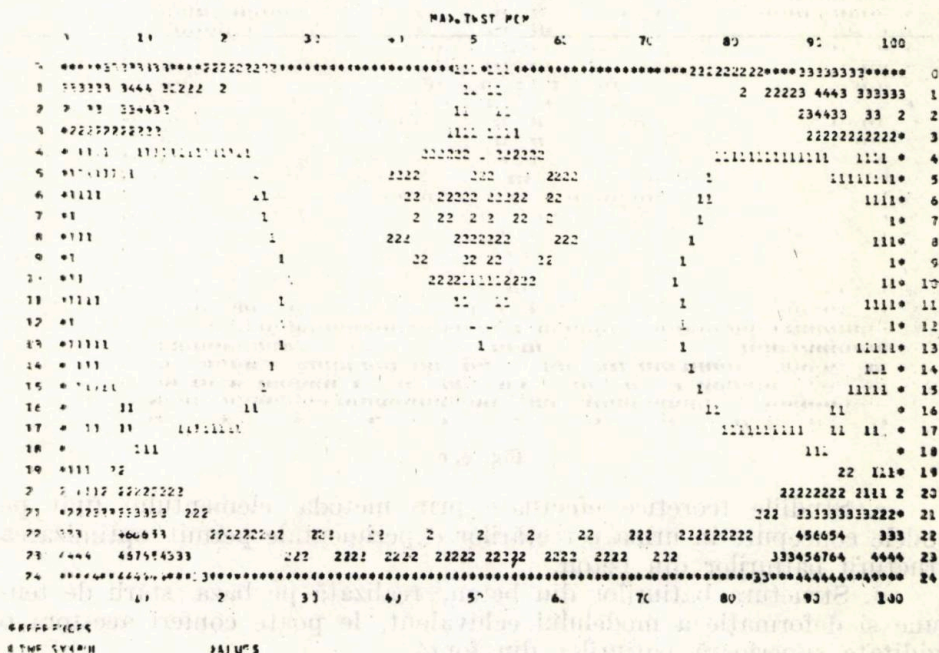
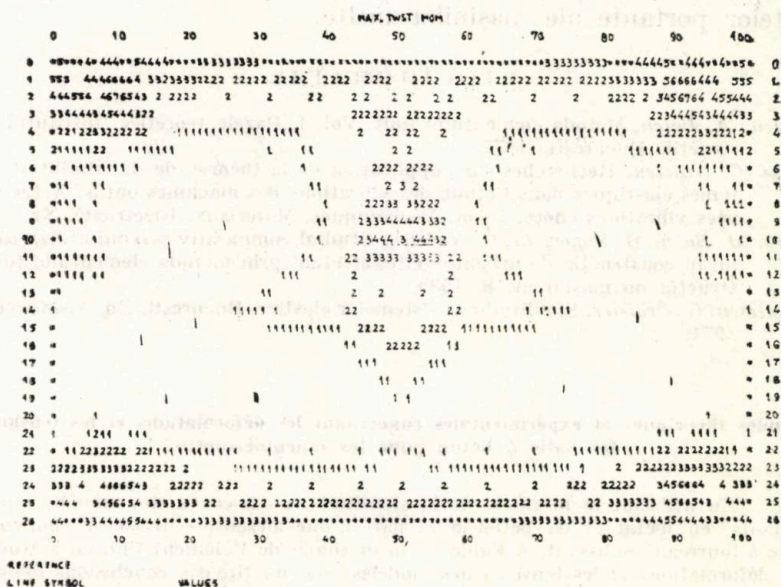


Fig. 6,a



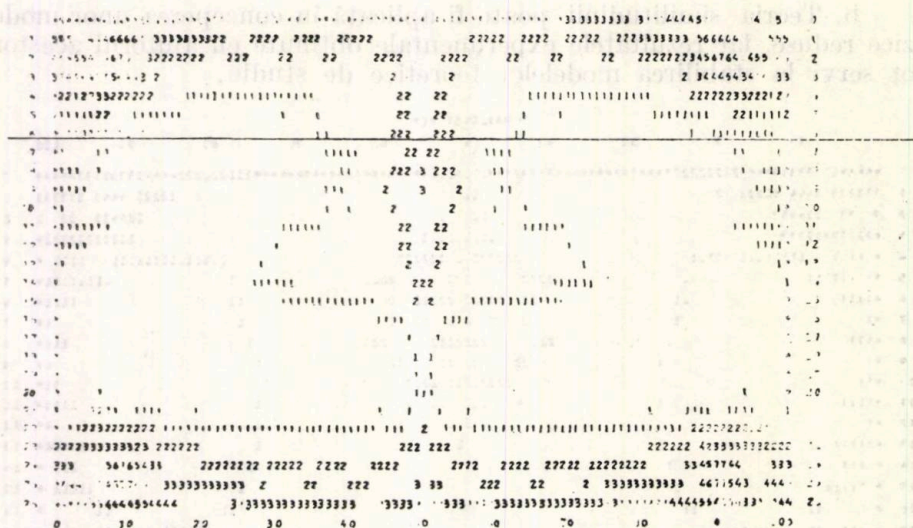


Fig. 6, c

c. Studiile teoretice efectuate prin metoda elementului finit pe modele concepute în urma cercetărilor experimentale permit optimizarea structurii batiurilor din beton.

d. Structura batiurilor din beton, realizată pe baza stării de tensiune și deformație a modelului echivalent, le poate conferi acestora o rigiditate superioară batiurilor din fontă.

e. Metoda elementului finit, aplicată în strinsă corelație cu cercetările experimentale, poate deveni un instrument activ în proiectarea elementelor portante ale mașinilor-unelte.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Balcu, A. Balcu, Metoda elementului finit. Vol. I. Bazele teoretice, Institutul de Construcții, București, 1977.
2. C. Ispas, C. Nedelcu, Recherches sur l'application de la théorie de la similitude des systèmes élastiques dans l'étude des vibrations des machines-outils. Actes des journées vibrations chocs, Lyon, Mécaniques, Matériaux, Electricité, Nr. 404, 1984.
3. C. Ispas, M. Balcu, G. Popoviciu, C. Nedelcu, Studiul comparativ privind utilizarea betonului în construcția de mașini-unelte, efectuat prin metoda elementului finit. Construcția de mașini nr. 8, 1985.
4. A. Vasilescu, G. Praisler, Similitudinea sistemelor elastice. București, Ed. Academiei R.S.R. 1974.

Etudes théoriques et expérimentales concernant les déformations et les tensions des batis à béton pour les machines-outils

En utilisant la méthode de la similitude, on a conçu des modèles équivalents, en métal et en béton d'un bati d'une aléreuse — fraiseuse horizontale à fourreau coulissant. A l'aide de la méthode de l'élément fini, on a étudié les déformations et les tensions des modèles; on en a tiré des conclusions importantes au sujet de l'utilisation du béton à la construction des machines-outils.

STATIONARY MOTIONS OF TUMBLING ABRASIVE FINISHING MACHINE WITH ANNULAR WORK BOWL, DRIVEN BY VIBRATION GENERATORS WITH UNBALANCED MASSES

M. MUNTEANU, R. I. IATAN *

The differential equations of the tumbling motion of a rigid work-bowl with six degrees of freedom have been determined. The stationary solutions of these equations and the natural frequencies have also been determined. The paths, velocities and accelerations distribution of the annular work bowl points, have been established.

Analysis of motion parameters in connection with technological stable steady-state vibrations have been made.

The calculus method is illustrate by a numerical example. Theoretical results have been verified by experimental determinations.

1. Introduction

The schematic drawing of a tumbling vibration machine for finishing workpieces without to modify the dimensions and geometry is shown in Figure 1.

The rigid machine frame 1 mounted on a set of „n” identic uniformly distributed coil springs 5 has six degrees of freedom. Constantly changing impulses are created in the mixture of workpieces and abrasive media by means of vibrations. These leading to relative motion and active circulation of mixture in work bowl, resulting in abrasive action.

Vibration generator with unbalanced masses allows a fine adjustement of amplitude oscillations and tumbling motion.

Generally, the angular frequency of force oscillations is closed in the postresonance range, while the mass of mixture is much less then the driven body, so that the resistance in the system can be neglected.

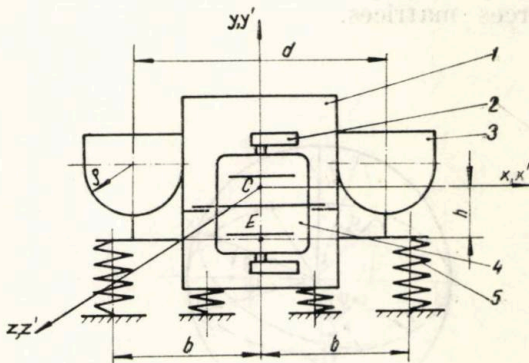


Fig. 1

* Lecturer Dr. Eng., Department of Mechanics ; Lecturer Dr. Eng. Department of Chemical Equipment.

In the sequel, one establishes the stationary vibration parameters and the paths, velocities and accelerations distribution of the annular work bowl points.

Motion equations

Let us consider the center of mass C of rigid body, as the origin of moving coordinate system $Cx'y'z'$. The equilibrium position of point C is taken as the origin of fixed system $Oxyz$. One considers the following six generalized coordinates: x_C, y_C, z_C — coordinates of point C and ψ, φ, θ — Euler's angles specific to vibration represented in Figure 2.

The considered dynamic model is a particular case of a single-mass vibration machine studied in paper [1]. One considers the small stationary oscillations, namely $\cos \psi \approx 1, \sin \psi \approx \psi, \dots$, thus the corresponding orthogonal linearized matrix of the direction cosines between the axis of the two coordinates systems is [1]

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} 1 & -\theta & \psi \\ \theta & 1 & -\varphi \\ -\psi & \varphi & 1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

The linearized differential equations of motion in matrix form is

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (2)$$

where

$$\{q\} = [q_i]_{i=1,2,\dots,6}^T = [x_C, y_C, z_C, \psi, \varphi, \theta]^T \quad (3)$$

and $[M]$, $[K]$ and $\{Q\}$ are the inertia, stiffnesses and generalized external forces matrices.

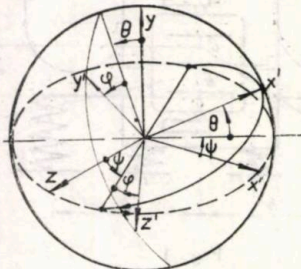


Fig. 2

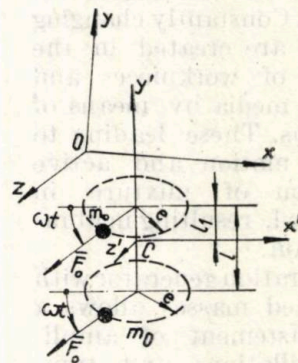


Fig. 3

Since Cx' , Cy' and Cz' are central axes of inertia we have [1]

$$[M] = \begin{bmatrix} [m] & 0 \\ 0 & [J] \end{bmatrix}; \quad [m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix}; \quad [J] = \begin{bmatrix} J_{y'} & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix}, \quad (4)$$

where $m, J \approx J_{x'}, \approx J_{y'}, J_{y'}$, are mass and moments of inertia of rigid assembly with respect to axes of moving system. Due to symmetry of elastic elements, the point E is the principal centre of stiffnesses [1]. Thus, for the assembly of „ n ” springs grouped in parallel, the stiffness matrix can be written as follows

$$[K] = \sum_{i=1}^n [k_i] = \begin{bmatrix} [k] & [S_k] \\ [S_k]^T & [J_k] \end{bmatrix}, \quad (5)$$

where

$$[k] = \begin{bmatrix} nk_t & 0 & 0 \\ 0 & nk & 0 \\ 0 & 0 & nk_t \end{bmatrix}; \quad [S_k] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -nk_t h \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & nk_t h & 0 \end{bmatrix}; \quad (6)$$

$$[J_k] = \begin{bmatrix} nk_t b^2 & 0 & 0 \\ 0 & nk_t h^2 + \frac{nk b^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & nk_t h^2 + \frac{nk b^2}{2} \end{bmatrix}$$

and $k_t = k_{x_i} = k_{z_i}$, $k = k_{y_i}$ are the stiffness coefficients of a coil spring along the Ox , Oz and Oy directions. For a compressed helical spring rigidly fixed at both ends, one can write the following approximate relation between the stiffness coefficients k and k_t [2]

$$\frac{k_t}{k} = 3 \left(\frac{D}{H} \right)^3 \cdot \frac{1 + \mu_1 \cos^2 \alpha_s}{2 + \mu_1 \cos^2 \alpha_s}, \quad (7)$$

where D — mean diameter; H — height of a compressed spring; α_s — angle of pitch; μ_1 — Poisson's ratio. The generalized exciting forces arise from the rotating inertia forces with constant modulus (Fig. 3). The magnitude of exciting force corresponding to mass m and eccentricity e is (Fig. 3).

$$F_0 = m_0 e \omega^2. \quad (8)$$

The column matrix of generalized forces

$$\{Q\} = \{Q_1, Q_2, \dots, Q_6\}, \quad (9)$$

has the components

$$\begin{aligned} Q_1 &= 2F_0(\sin \omega t + \psi \cos \omega t); & Q_4 &= 0; \\ Q_2 &= 2F_0(\theta_1^* \sin \omega t - \varphi \cos \omega t); & Q_5 &= F_0(l - 2l_1)(\psi \sin \omega t - \cos \omega t); \\ Q_3 &= 2F_0(\cos \omega t - \psi \sin \omega t); & Q_6 &= F_0(l - 2l_1)(\psi \cos \omega t + \sin \omega t). \end{aligned} \quad (10)$$

The stationary solutions of equation (2) are

$$\begin{aligned} x_c &= R \sin \omega t; & \psi &= 0; \\ y_c &= -2 \frac{F_0 \Phi}{nk}; & \varphi &= \Phi \cos \omega t; \\ Z_c &= R \cos \omega t; & \theta &= -\Phi \sin \omega t. \end{aligned} \quad (11)$$

Amplitude expressions are

$$\begin{aligned} R &= e \mu \omega^2 \frac{|2(v_2^2 + v_3^2 - \omega^2) - v_1^2 \epsilon_1|}{(v_2^2 + v_3^2 - \omega^2)(v_1^2 - \omega^2) - v_1^2 v_3^2}; \\ \Phi &= \mu \omega^2 \frac{|\epsilon_2(v_1^2 - \omega^2) - v_1^2 \epsilon_3| - v_1^2 \epsilon_3}{(v_2^2 + v_3^2 - \omega^2)(v_1^2 - \omega^2) - v_1^2 v_3^2}, \end{aligned} \quad (12)$$

where

$$\begin{aligned} v_1^2 &= \frac{nk_t}{m}; \quad v_2^2 = \frac{nk b^2}{2J}; \quad v_3^2 = \frac{nk_t h^2}{J}; \quad \epsilon_1 = \frac{h(2l_1 - l)}{i_g^2}; \\ \epsilon_2 &= \frac{e(2l_1 - l)}{i_g^2}; \quad \epsilon_3 = \frac{he}{i_g^2}; \quad \mu = \frac{m_0}{m}, \end{aligned} \quad (13)$$

and $i_g = \sqrt{J/m}$ is the gyration radius.

Analysis of motion parameters

The equation of natural frequencies

$$\det[[K] - p^2[M]] = 0, \quad (14)$$

can be set up in the dimensionless form

$$\Omega^2 - \Omega(1 + \alpha + \gamma) + \gamma = 0; \quad \Omega - \delta = 0, \quad (15)$$

with the notations

$$\Omega = \frac{p^2}{v_1^2}; \quad \gamma = \frac{v_2^2}{v_1^2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{k}{k_t} \cdot \frac{b^2}{i_g^2}; \quad \alpha = \frac{v_3^2}{v_1^2} = \frac{h^2}{i_g^2}; \quad \delta = \frac{k}{k_t}. \quad (16)$$

Natural angular frequencies are

$$\begin{aligned} v_{1,2}^2 &= \frac{1}{2} \left[(v_1^2 + v_2^2 + v_3^2) \pm \sqrt{(v_1^2 + v_2^2 + v_3^2)^2 - 4v_1^2 v_2^2} \right]; \\ p_3 &= v_4 = \frac{nk}{m}. \end{aligned} \quad (17)$$

The graph of function $\Omega = \Omega(\gamma)$ from a given coupling coefficient $\kappa < 1$ is plotted in Figure 4. The variation of dimensionless natural angular frequencies Ω_1 and Ω_2 are given by the two graph branches with asymptotes $\Omega = 1$ and $\Omega = \gamma + \kappa$. Coefficient κ is a coupling coefficient between the components (11) of vibration motion. In fact, if $\kappa = 0$, $\Omega = 1$ therefore $p_1 = \nu_1$ — natural frequency of translatory vibration after x and

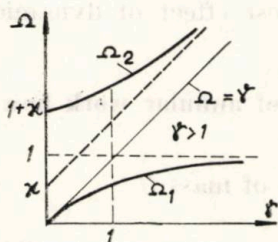


Fig. 4

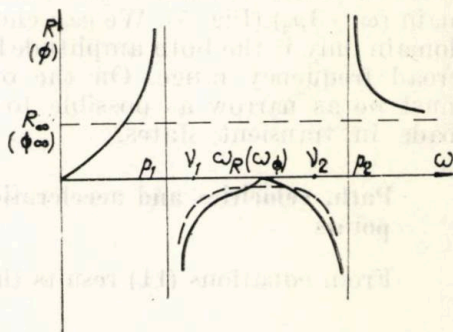


Fig. 5

z directions and $\Omega = \gamma$ that is $p_2 = \nu_2$ — natural frequency of rotational vibrations θ and ϕ . From Figure 4, we can see that the frequencies proceed always in the following increasing order,

$$p_1 < \nu_1 < \nu_2 < p_2. \quad (18)$$

For $\gamma = 1$, that is $\nu_1 = \nu_2$ or $k/k_t = 2i_0^2/b^2$, p_1 and p_2 have the most distant values from partial frequencies. When γ takes great values, practically for $\gamma > 2$, one obtains $p_1 \approx \nu_1$ and $p_2 \approx \nu_2$.

The graph of $R = R(\omega)$ and $\Phi = \Phi(\omega)$ functions are plotted in Figure 5. Amplitudes R and Φ cancel for frequencies

$$\omega_R^2 = \nu_2^2 + \nu_3^2 - \frac{\nu_1^2 \varepsilon_1}{2}; \quad \omega_\Phi^2 = \nu_1^2 \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_3}{\varepsilon_2}, \quad (19)$$

if $2l_1 > l + h$ and with the conditions which imply $\omega_R \in (p_1, p_2)$ and $\omega_\Phi \in (p_1, p_2)$.

When the conditions of cancelling are not fulfilled, the graph has a minimum (dashed curve in Fig. 5). For $\omega \rightarrow \infty$, that is practically for $\omega > 3p_2 \dots 5p_2$ one obtains

$$R_\infty = 2e\mu = 2e \frac{m_0}{m}; \quad \Phi_\infty = \mu |\varepsilon_2|. \quad (20)$$

If $l = 2l_1 \rightarrow \Phi_\infty = 0$. When points C and E coincide ($h = 0$), the vibrations are uncoupled ($\kappa = 0$) and the amplitudes expressions become

$$R_0 = \frac{2e\mu\omega^2}{\nu_1 - \omega^2}; \quad \Phi_0 = \frac{\mu \varepsilon_2 \omega^2}{\nu_2 - \omega^2}. \quad (21)$$

Frequency range has the following domains (Fig. 5): preresonant $\omega < p_1$, interresonant $\omega \in (p_1, p_2)$ and postresonant $\omega > p_2$. The exciting angular frequency ω imposed by technological considerations, must be placed in one of this domains and the conditions for technological stability of machine must be accomplished. In other words, at a certain variation of exciting frequency, the amplitudes variations must be insignificant. These conditions are always accomplished in postresonance domain ($\omega > 3p_2$) (Fig. 5). We can choose the frequency ω in interresonance domain only if the both amplitude have a slowly variation in a sufficiently broad frequency range. On the other hand, the interresonant domain must be as narrow as possible to obtain the littlest effect of dynamic loads in transient states.

Path, velocities and accelerations distribution of annular work bowl points

From equations (11) results the path of centre of mass C

$$z_c^2 + y_c^2 = R^2, \quad (22)$$

namely a circle with radius R in point $C_0(0, y, 0)$. Let $M(\{x\}, \{x'\})$ be a point of working bowl surface.

The motion parametric equations of point M are

$$\begin{aligned} x &= x' + A \sin \omega t; \\ y &= y' + y_c - \Phi r \sin(\omega t + \lambda); \\ z &= z' + A \cos \omega t, \end{aligned} \quad (23)$$

where one denotes

$$A = R + \Phi y'; \quad r = \sqrt{x'^2 + z'^2}; \quad \operatorname{tg} \lambda = z'/x'. \quad (24)$$

From the first and the third equations (23) we get the circle

$$(x - x')^2 + (z - z')^2 = A^2, \quad (25)$$

which is the path projection of point M on the xOz plane (Fig. 6).

Consider the equations (23) as a linear system in $\cos \omega t$ and $\sin \omega t$. The compatibility condition, namely the cancellation of the system determinant, lead to the plane π equation

$$\frac{x - x'}{A} \cos \lambda + \frac{y - (y' + y_c)}{\Phi r} + \frac{z - z'}{A} \sin \lambda = 0. \quad (26)$$

to which the point M belongs.

Thus, the path of point M is the ellipse obtained as intersection of plane π by the cylinder (25) (Fig. 6). For the sake of simplicities let us consider the moving cylindrical coordinates r, y', λ . Polar coordinates

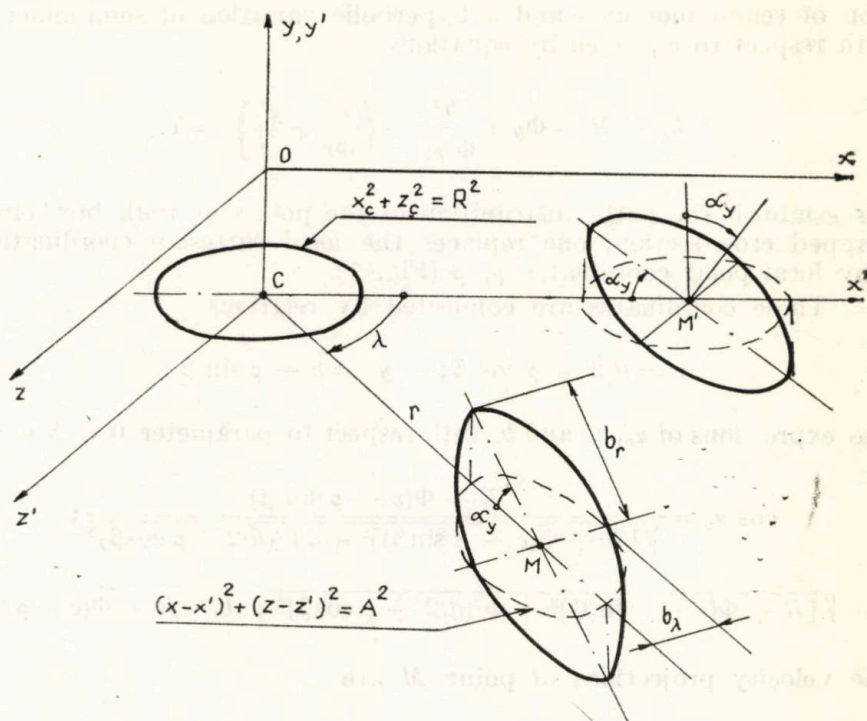


Fig. 6

r, λ are given by relations (24). The direction cosines of the normal of plane π are

$$\begin{aligned} \cos \alpha_x &= \frac{\Phi r \cos \lambda}{\sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2}}; \quad \cos \alpha_y = \frac{A}{\sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2}}; \\ \cos \alpha_z &= \frac{\Phi r \sin \lambda}{\sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2}}. \end{aligned} \quad (27)$$

It can be seen that normal and major axis of ellipse are in $y'Cr$ plane and minor axis of ellipse as parallel to $x'Cr'$ plane. For example, if $\lambda = 0$, point M belongs to Cx' axis and $\alpha_z = \pi/2$, $\alpha_x = \pi/2 - \alpha_y$. The semi-minor axis b_r and the semi-major axis b_λ are given by (fig. 6).

$$b_\lambda = A; \quad b_r = \sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2}. \quad (28)$$

All the points placed on the circle having thee quation $r = ct., y' = ct.,$ have identic elliptical path. The ellipses corresponding to the points placed on a cylinder generator of equation $r = ct., \lambda = ct.,$ have a linear varia-

tion of semi-minor axis and a hyperbolic variation of semi-minor axis with respect to y' , given by equations

$$b_{\lambda} = R + \Phi y'; \quad \frac{b^2}{\Phi^2 r^2} - \left(\frac{R}{\Phi r} + \frac{y'}{r} \right)^2 = 1. \quad (29)$$

For establish the paths distribution of the points of work bowl circular shapped cross-section, one replaces the local cartesian coordinates y' , r by local polar coordinates ρ , β (Fig. 7).

These coordinates are connected by relations

$$r = d/2 + \rho \cos \beta; \quad y' = c - \rho \sin \beta. \quad (30)$$

The expressions of α_{λ} , b_r and b_{λ} with respect to parameter $0 \leq \beta \leq \pi$ are

$$\cos \alpha_y = \frac{R + \Phi(c - \rho \sin \beta)}{\sqrt{[R + \Phi(c - \rho \sin \beta)]^2 + \Phi^2(d/2 + \rho \cos \beta)^2}}; \quad (31)$$

$$b_r = \sqrt{[R + \Phi(c - \rho \sin \beta)]^2 + \Phi^2(d/2 + \rho \cos \beta)^2}; \quad b_{\lambda} = R + \Phi(c - \rho \sin \beta). \quad (32)$$

The velocity projections of point M are

$$\dot{x} = A \omega \cos \omega t; \quad \dot{y} = -\Phi r \omega \cos(\omega t + \lambda); \quad \dot{z} = -A \omega \sin \omega t. \quad (33)$$

The magnitude of the velocity vector

$$v = \omega \sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2 \cos^2(\omega t + \lambda)} \quad (34)$$

and the declination angle with respect to horizontal plane is

$$\operatorname{tg} \zeta_v = \frac{\Phi r}{A} \cos(\omega t + \lambda).$$

It is easy to see that $\zeta_{v\max} = \alpha_y$.

For the points placed on the two circle obtained by a cross-section of the work bowl with a plane $y' = ct.$, the magnitude $A\omega$ of the velocity component tangent to the circle (25) is constant. The velocity component along Oy direction has a constant magnitude $\Phi r\omega$ for points of the circle $r = ct.$

The maximum velocity magnitude of the circle $r = ct.$ points is

$$v_m = \omega \sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2}. \quad (35)$$

For the points placed on a cylinder generator of equations $r = ct.$, $\lambda = ct.$, the magnitude of velocity component tangent to the cross-section

where

$$\begin{aligned} A_1 &= R \sin \beta + \Phi \left\{ c \sin \beta - \Phi \frac{d}{2} \cos \beta - \rho [1 + \Phi(\Phi - 1) \cos^2 \beta] \right\}; \\ A_2 &= R \cos \beta + \Phi \left[c \cos \beta + \Phi \frac{d}{2} \sin \beta + \frac{\rho}{2} (\Phi - 1) \sin 2\beta \right]. \end{aligned} \quad (39)$$

Since Φ is generally very small, in a first approximation one can write

$$\begin{aligned} v_\xi &= A_1 \omega \cos(\omega t + \lambda); \\ v_\eta &= -A_2 \omega \cos(\omega t + \lambda); \\ v_\zeta &= -A \omega \sin(\omega t + \lambda). \end{aligned} \quad (40)$$

The acceleration projections of point M are

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -A \omega^2 \sin \omega t; \\ \ddot{y} &= \Phi r \omega^2 \sin(\omega t + \lambda); \\ \ddot{z} &= -A \omega^2 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (41)$$

The magnitude of the acceleration vector, the declination angle with respect to horizontal plane and the maximum acceleration magnitude are

$$\begin{aligned} a &= \omega^2 \sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2 \sin^2(\omega t + \lambda)}; \quad \operatorname{tg} \xi_a = \frac{\Phi r}{A} \sin(\omega t + \lambda); \\ a_m &= \omega^2 \sqrt{A^2 + \Phi^2 r^2}. \end{aligned} \quad (42)$$

For the points placed on the two circle obtained by intersection of the work bowl with a plane $y' = ct$, the acceleration magnitude $A \omega^2$ normal to the circle (25) is constant. The acceleration component along the Oy direction, has the constant magnitude $\Phi r \omega^2$ for the points of the circle $r = ct$, and of the cylinder generator of equations $r = ct$, $\lambda = ct$. The acceleration magnitude component, normal to the circle (25) has a linear variation and the maximum acceleration magnitude has a hyperbolic variation given by equations

$$a_n = \omega^2 (R + \Phi y'); \quad \frac{a_m^2}{\omega^2 \Phi^2 r^2} - \left(\frac{R}{\Phi r} + \frac{y'}{r} \right)^2 = 1. \quad (43)$$

The acceleration projections on the axes of natural trihedron are

$$\begin{aligned} a_\xi &= -A_1 \omega \sin(\omega t + \lambda) + \Phi A_2 \omega^2 \cos(2\omega t + \lambda); \\ a_\eta &= A_2 \omega^2 \sin(\omega t + \lambda) + \Phi \omega^2 [A_1 \cos(2\omega t + \lambda) - A \cos(2\omega t + \lambda)]; \\ a_\zeta &= -A \omega^2 \cos(\omega t + \lambda) - \Phi \omega^2 A_2 \sin(2\omega t + \lambda), \end{aligned} \quad (44)$$

and in a first approximation

$$\begin{aligned} a_{\xi} &= -A_1 \omega^2 \sin(\omega t + \lambda); \\ a_{\eta} &= A_2 \omega^2 \sin(\omega t + \lambda); \\ a_{\xi} &= -A \omega^2 \cos(\omega t + \lambda). \end{aligned} \quad (45)$$

Numerical and experimental results

Consider a machine having the following characteristics: $h = 0,295$ m; $b = 505$ m; $d = 1,5$ m; $m = 2098$ kg; $J = 454$ kgm²; $l = 0,833$ m; $l_1 = 0,39$ m; $e = 0,103$ m; $m_0 = 4,89$ kg; $\omega = 143,39$ s⁻¹. Using the relations (13) one obtains $v_1^2 = 393,06$ s⁻¹; $v_2^2 = 341,431$ s⁻¹; $v_3^2 = 158,071$ s⁻¹; $\varepsilon_1 = 0,1258$; $\varepsilon_2 = -0,0443$; $\varepsilon_3 = 0,1401$. Inserting these values into (12) and (17) we find: $p_1 = 13,84$ s⁻¹; $p_2 = 26,48$ s⁻¹; $R = 0,49 \cdot 10^{-3}$ m; $\Phi = 0,103 \cdot 10^{-3}$ radians. Since $2l_1 < l + h$ the graph (Fig. 5) reaches a minimum value in range $\omega \in (p_1, p_2)$. In our case $\omega \approx 5,4 p_2$, so the working vibration lies in the postresonance range and relations (20) gives $R_{\infty} = 0,49 \cdot 10^{-3}$ m and $\Phi_{\infty} = 0,0995 \cdot 10^{-3}$ radians. It has been considered the following three points on the working surface: $M_1(x' = 0,446$ m; $y' = 0,500$ m; $z' = 0)$, $M_2(0,912$ m; $0,360$ m; $0)$, $M_3(0,907$ m; $0,387$ m; $0)$. Since $z' = 0$, we have $r = x'$, $\lambda = 0$; $\alpha_z = \frac{\pi}{2}$; $\alpha_y = \frac{\pi}{2} - \alpha_x$. It can be seen that Φ is very small, so that $v_m \simeq v_x, = v_z, = A\omega$; $a_m \simeq a_x, = a_z, = A\omega^2$ and $b_r \simeq b = A$. The calculated values (c), the measured values (M) and relative errors (ε) are in the Table 1 given below.

Table 1

	α_y [°]	A_c [mm]	A_M [mm]	ε_A [%]	v_{mc} [m/s]	v_{mM} [m/s ²]	ε_v [%]	a_{mc} [m/s ²]	a_{mM} [m/s ²]	ε_A [%]
M_1	0,986	0,524	0,473	9,7	0,075	0,072	4,0	10,75	10,90	-1,4
M_2	0,986	0,506	0,468	7,5	0,072	0,073	-1,4	10,38	10,42	-3,9
M_3	0,996	0,507	0,492	2,3	0,073	0,075	-2,7	10,42	10,75	-3,2

The velocity and acceleration amplitudes distribution of the points of work bowl circular shaped cross-section for $\lambda = 0$, are plotted in Figures 8 ... 11.

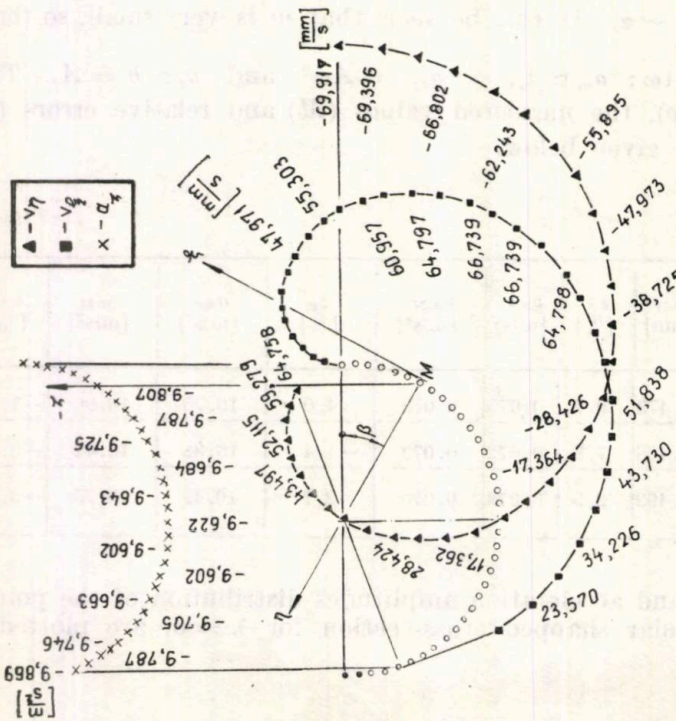
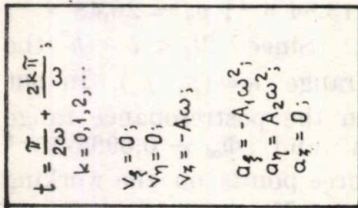


Fig. 8

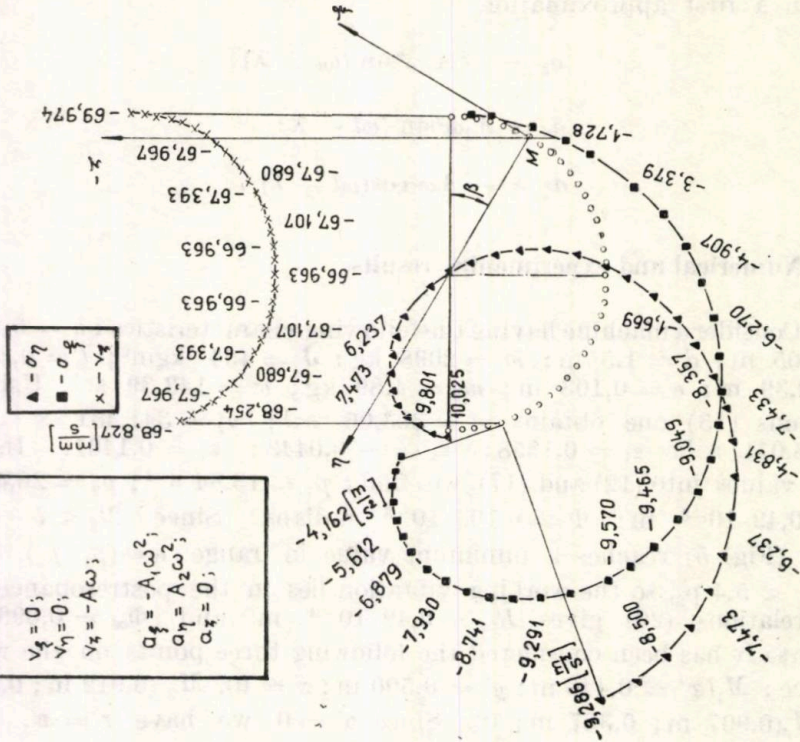


Fig. 9

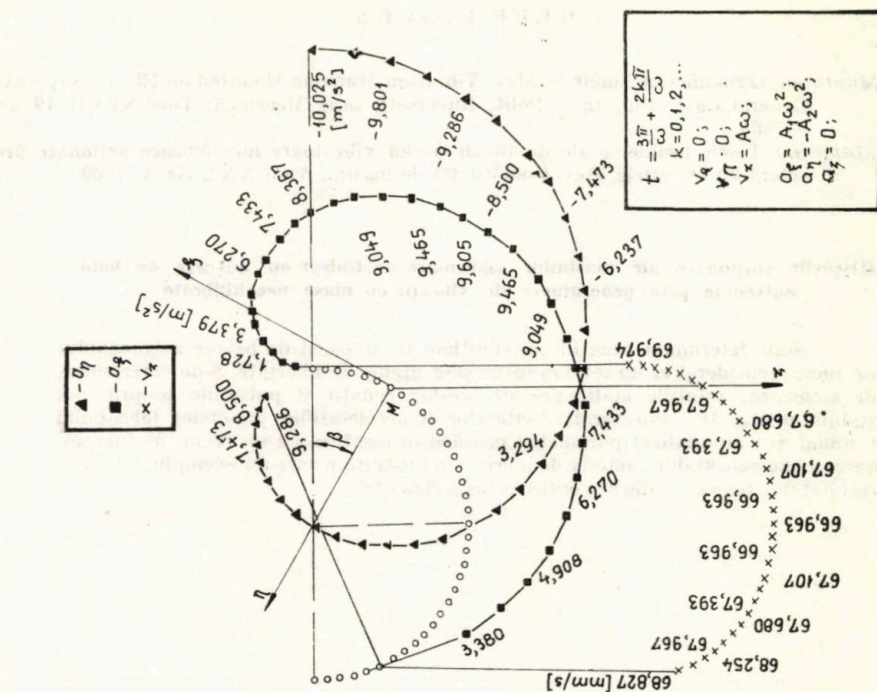


Fig. 10

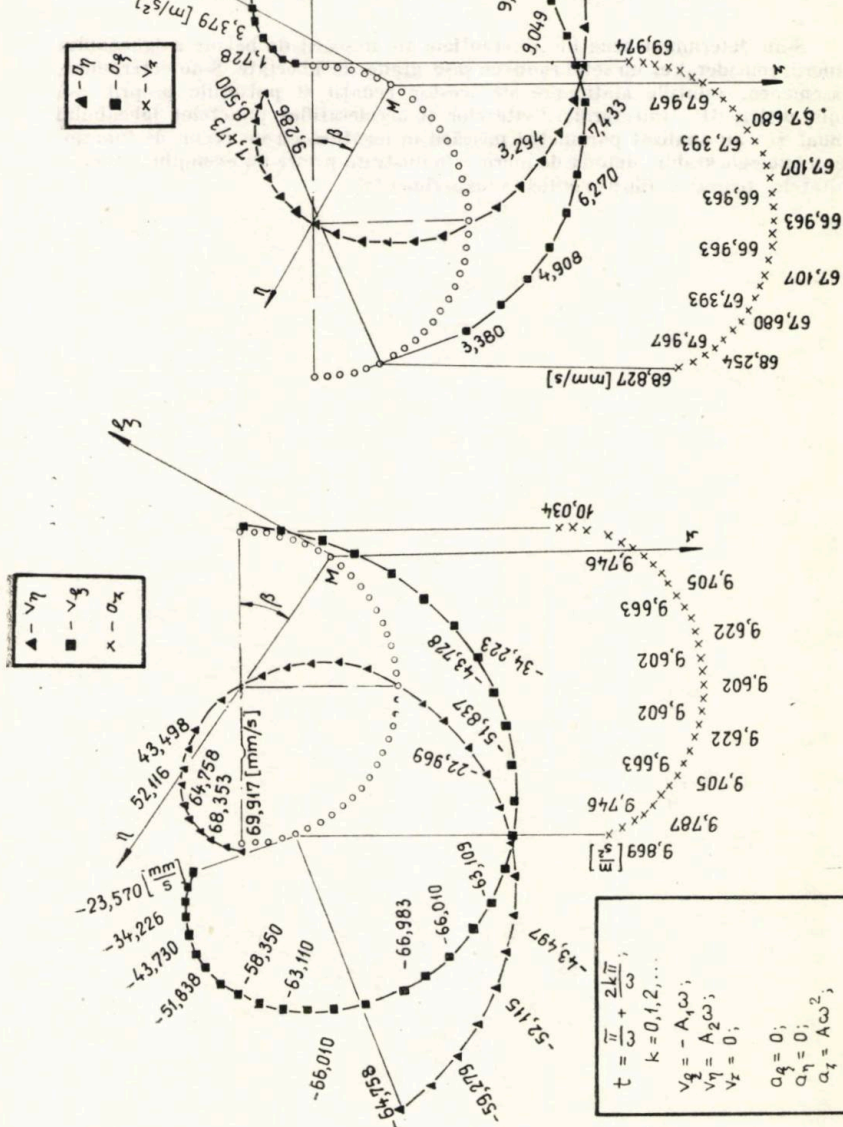


Fig. 11

REFERENCES

1. *M. Munteanu*, Dynamics of Single — Mass Vibration Machine Mounted on Elastic Supports. General Case. Bul. Inst. Polit. București, seria Mecanică, Tom XLVII 1984—1985.
2. *M. Munteanu*, Unele probleme ale dinamicii sitelor vibratoare monomasice acționate prin volant cu excentric, Rev. Construcția de mașini, Anul XXI, Nr. 1, 1969.

**Mișcările staționare ale mașinilor vibratoare de finisat cu mișcare de balans
antrenate prin generatoare de vibrații cu mase neechilibrate**

S-au determinat ecuațiile diferențiale ale mișcării de balans a jgheabului de lucru, considerat ca un solid rigid cu șase grade de libertate. S-au determinat, de asemenea, soluțiile staționare ale acestor ecuații și pulsațiile proprii. S-a stabilit distribuția traiectoriilor, vitezelor și accelerațiilor punctelor jgheabului toroidal și s-au analizat parametrii mișcării în legătură cu un regim de funcționare tehnologic stabil. Metoda de lucru este ilustrată printr-un exemplu numeric, rezultatele teoretice fiind verificate experimental.

C.Z.: 621. 9. 048.6

CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND CURĂȚIREA ÎN CÎMP ULTRASONOR

GH. AMZA, V. POPOVICI *

În lucrare se prezintă una din metodele cele mai moderne de curățire și direcțiile de mare perspectivă ale acesteia—curățirea în cîmp ultrasonor.

Pornind de la avantajele și dezavantajele altor procedee de curățire, în urma rezultatelor experimentale obținute se propune o instalație de curățire în cîmp ultrasonor și un proces tehnologic specific curățirii în cîmp ultrasonor a sirmelor obținute prin trefilare. Instalația prezentată are avantajul implementării direct în fluxul tehnologic de tragere, este simplă și realizează concomitent și calibrarea sirmelor trase.

Una din direcțiile de mare perspectivă privind utilizarea ultrasunetelor în tehnica modernă o constituie curățirea cu ultrasunete a suprafețelor pieselor, subansamblelor și ansamblurilor. Domeniul foarte larg de aplicabilitate al curățirii cu ajutorul ultrasunetelor cuprinde următoarele posibilități: îndepărtarea impurităților mecanice, pulberi metalice, aşchii și microaşchii, emailuri de protecție, resturi de smoală, arsuri, fluxuri, straturi arse în diferite procese termice; îndepărtarea grăsimilor, murdăriei, uleiurilor, pastelor de polizare și șlefuire; îndepărtarea produselor de coroziune ca: oxizi, rugină, tunder rezultat din corodare etc.; îndepărtarea impurităților de orice fel și orice natură din orificii greu accesibile și de dimensiuni foarte mici, de pe piese cu configurație foarte complicată și suprafețe greu accesibile.

În industrie, curățirea cu ultrasunete se aplică în numeroase procese tehnologice înainte și după montarea pieselor și subansamblelor, înaintea operației de control, înainte și după conservarea pieselor, înainte și după șlefuire și lustruire, înainte și după sudură, după matrițarea la cald și la rece, după tratamente termice, după lipire, după încercările la control cu ajutorul lichidelor și gazelor și în multe alte situații.

Curățirea cu ajutorul ultrasunetelor împreună cu curățirea electrolitică constituie metodele cele mai moderne și cu cele mai bune rezultate (fig. 1) cu toate că actualmente prima metodă se aplică doar în 20 % din cazuri. De reținut că metoda de curățire cu ultrasunete nu este limitată numai la metalele feroase cum este cazul metodei electrolitice. Progresele realizate pînă în prezent în construcția generatoarelor de ultrasunete și a emițătoarelor ultrasonore au permis adoptarea curățirii cu ultrasunete

* Șef lucrări dr. ing.; Asist. ing., catedra Tehnologia materialelor și sudură

la un larg nomenclator de piese de cele mai diverse dimensiuni și configurații începînd de la piese din tehnica electronică și electrotehnică miniaturizate și ultraminiaturizate pînă la părți componente ale rachetelor (tabelul 1).

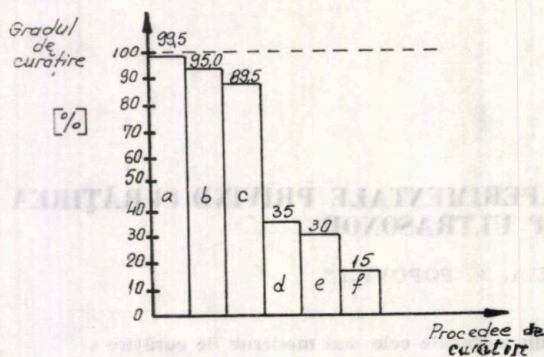


Fig. 1—Gradul de curățire al principalelor procedee de curățire: a) cu ultrasunete; b) electrolitice; c) prin periere; d) în abur; e) cu jet; f) prin stropire.

încadra cu ușurință în fluxul tehnologic de fabricație; productivitate sporită.

Principalele avantaje ale curățirii cu ultrasunete: este mult mai eficientă decît metodele convenționale de curățire; timpul de curățire se scurtează foarte mult, fiind cuprins în majoritatea cazurilor între 10 și 60 secunde; înlăturarea pericolului defectelor de suprafață; cheltuielile de fabricație sînt reduse dacă lotul de piese este suficient de mare (mărimea lotului economic este apreciat la 20.000—30.000 piese/an); suprafețele productive ocupate de instalațiile ultrasonore sînt mult mai mici, ele putîndu-se

Tabelul 1

Principalele domenii de utilizare a curățirii cu ultrasunete

Domeniul	Exemplificări privind tipul pieselor de curățat cu ultrasunete
Industria electronică și electrotehnică	Părți componente ale instrumentelor de măsură și înregistrare, elemente de tuburi electronice, izolatori ceramici, piese de semiconductori, ferite, piese de releuri și contactoare, întrerupătoare și relee în stare montată, plăci cu circuite imprimate și integrate, etc.
Optică Poligrafie Calculatoare	Lentile, lămpi, prisme, matrițe pentru imprimat, subansamble ale mașinilor de calculat și contabilizat, echipamente periferice și de înregistrat ale calculatoarelor, etc.
Mase plastice și sticlărie	Piese diferite din mase plastice și sticlă pentru laboratoare sau uz casnic, rame de ochelari, etc.
Mecanică fină	Lăgăre, șuruburi, părți ale instrumentelor de înregistrare, lame, ace, filiere, piese de ceasornicărie, aparatură foto, instrumente medicale, piese de mașini de scris, etc.
Construcția de mașini și scule	Rulmenți, capace, piese tubulare, armături, cuzineți, lăgăre, piese ce urmează a fi acoperite galvanic, piese cu suprafețe șlefuite, carcase, benzi metalice, roți dințate, ace, șuruburi, inele, piese mici cu orificii mici, blocuri și echipamente hidraulice, scule, matrițe, piese ale instrumentelor de măsură, etc.
Tehnica nucleară	Decontaminarea unor corpuri solide

Acțiunea ultrasunetelor pentru curățirea suprafețelor solide este un proces complex ce se bazează pe efectele pe care le produc acestea atunci când se propagă în lichidul în care sînt imersate piesele. Majoritatea cercetărilor întreprinse au demonstrat că la baza procesului de curățire stă fenomenul de cavitație ultrasonoră și în foarte mică măsură acțiunea forțelor acceleratoare mari pe care le produc vibrațiile ultrasonore. Prin fotografierea rapidă s-au putut urmări etapele în care se desfășoară procesul de curățire.

În prima etapă se produc bulele de cavitație care vibrează în apropierea stratului de murdărie, în porii stratului de murdărie și în golurile ivite între stratul de murdărie și suprafața piesei (fig. 2). În etapa a doua bulele continuă să se dezvolte dînd naștere la forțe mai mari decît forțele de adeziune dintre pelicula de murdărie și suprafața piesei conducînd la desprinderea murdăriei și chiar dispersarea ei. Ultrasunetele propagîndu-se în toată masa lichidului

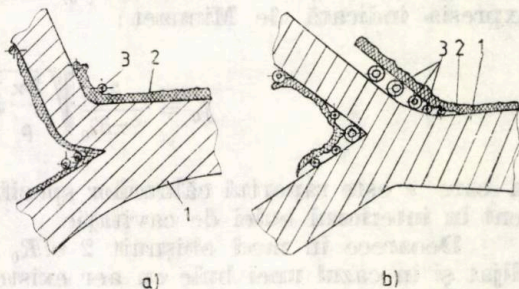


Fig. 2—Schema de principiu a curățirii pieselor cu ajutorul ultrasunetelor.

fac posibilă curățirea celor mai greu accesibile suprafețe dar care sînt umectate de lichid. Cercetările au demonstrat că pot fi curățite perfect orificii cu diametrul de pînă la 0,8 mm. În acest fel pot fi curățite interioarele conductelor pentru injecția combustibilului la motoarele Diesel, acele de seringă, canalele de ulei, piesele deja montate și diferite ansambluri din aparatura de măsură și control.

Cercetările teoretice și experimentale au căutat să determine modul în care influențează fiecare parametru fizic, mecanic și chimic asupra funcției de calitate C , a procesului de curățire. Se poate determina în acest fel o funcție de forma :

$$C = F_c(\sigma, R_0, \rho_0, f, \eta, P_s, A, P_0, t, I, T, k, E_c) \quad (1)$$

în care : σ este tensiunea superficială ; R_0 — raza inițială a bulei cavitaționale ; ρ_0 — densitatea lichidului ; f — frecvența oscilațiilor ultrasonore ; η — viscozitatea lichidului ; P_s — presiunea vaporilor saturați ; A — amplitudinea undelor ultrasonore ; P_0 — presiunea statică ; t — durata iradierii cu ultrasunete ; I — intensitatea undelor ultrasonore ; T — temperatura solventului ; k — natura solventului ; E_c — particularitățile tehnologice și constructive ale instalațiilor de curățire cu ultrasunete.

Experiențele au arătat faptul că prin mișcarea bulelor cavitaționale mici de rază R , între ele acționează sau forțe de atracție sau forțe de respingere. Prin atracție bulele fuzionează formînd bule de dimensiuni mai mari care în urma imploziei creează o undă de șoc cu o pre-

siune maximă la distanța $r = 1,587 R$ de centrul bulei dată de relația:

$$P_{max} = \frac{P_s}{\sqrt[3]{256}} \left(\frac{R_m}{R} \right)^3 \quad (2)$$

Bulele cavitaționale își măresc continuu volumul și sub acțiunea cîmpului ultrasonor ele încep să pulseze, au o mișcare oscilatorie, armonică iar frecvența de rezonanță f_0 , corespunzătoare se poate calcula cu expresia indicată de Minnaert:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi R_0} \sqrt{\frac{3\alpha}{\rho} P + \frac{2\sigma}{R_0}} \quad (3)$$

în care α este raportul căldurilor specifice corespunzătoare gazului existent în interiorul bulei de cavitație.

Deoarece în mod obișnuit $2\sigma/R_0 \ll P$, acest termen poate fi neglijat și în cazul unei bule cu aer existente în interiorul unui lichid la care $P = 1 \text{ daN/cm}^2$, relația (3) devine: $f_0 = 0,323 R_0$.

Dezvoltarea radială a bulelor cavitaționale se face cu viteza dată de relația:

$$V = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{P_0}{\rho} \left[\left(\frac{R_0}{R} \right)^3 - 1 \right]} \quad (4)$$

Din relația (3) se vede că dacă frecvența ultrasunetului este mai mică decît frecvența de rezonanță, bula de cavitație se găsește în stare instabilă în care caz se produce dilatarea și implozia acesteia. Dacă însă frecvența ultrasunetului este mai mare decît frecvența de rezonanță implozia bulei nu se mai produce, ea căpătînd o mișcare oscilatorie complexă. În acest caz volumul bulei crește continuu constituind principalul mecanism de degazare al unui lichid sub acțiunea cîmpului acustic.

După unii autori, frecvențele cele mai eficiente pentru curățire sînt cele cuprinse între 300 și 500 kHz, după alți autori cele mai indicate ar fi frecvențele cuprinse între 20 și 40 KHz.

Experimental se constată că în raport cu forma și dimensiunile pieselor care trebuie curățate și cu natura murdăriei ce trebuie îndepărtată există o frecvență optimă de lucru. În alegerea frecvenței se ține cont în primul rînd de dimensiunea caracteristică a piesei ce se vrea curățată „ d ” și se are în vedere că atunci cînd $kd < 1$, unde k este numărul de undă, piesa este radiată uniform, iar atunci cînd $kd > 1$ se formează în spatele piesei o „umbră acustică” ce nu permite o iradiere completă decît numai dacă piesa este în mișcare. De asemenea s-a constatat că frecvența cea mai indicată pentru curățirea pieselor de dimensiuni mari este cea de 40—45 KHz. Nu se recomandă frecvențe mai joase de 40 KHz deoarece prima subarmonică nu se situează deasupra limitei superioare a frecvențelor audibile conducînd la apariția unor zgomete ce pot fi dăunătoare operatorului. Dacă însă piesele sînt foarte complicate, cu orificii

foarte mici și suprafețe ascunse este indicată folosirea ultrasunetelor de frecvențe 40—90 KHz. Nu se recomandă nici frecvențe > 90 KHz deoarece pe lângă acea „umbră acustică” nu se produce nici o cavitație deosebit de activă a ultrasunetelor și suferă o absorbție puternică în lichidul prin care se propagă.

Un parametru cu influențe deosebite asupra calității și eficacității procesului de curățire și asupra construcției instalației este intensitatea undelor ultrasonore. În general, intensitatea acustică se alege în așa fel încât să producă fenomenul de cavitație acustică. S-a determinat că o intensitate de ordinul $5\text{--}8\text{ W/cm}^2$ obținută cu generatoare de $0,8\text{--}2\text{ KW}$ este suficientă. Dacă se lucrează cu frecvențe coborâte $20\text{--}40\text{ KHz}$, atunci intensitatea acustică optimă este de $2\text{--}3\text{ W/cm}^2$ în apă și de $1,5\text{--}2\text{ W/cm}^2$ în majoritatea solvenților organici. Pentru curățirea unor piese de dimensiuni mari și pentru o productivitate sporită se utilizează instalații cu mai multe emițătoare ce lucrează simultan, cu capacități ale băii de spălare și curățire variind între $0,2$ și 500 l și cu puteri cuprinse între $0,1$ și 8 KW .

Calitatea curățirii cu ultrasunete depinde în foarte mare măsură de proprietățile fizico-chimice ale solventului folosit și de temperatura acestuia. Soluțiile folosite pot fi agresive sau neagresive în raport cu materialul ce se curăță, ele putând avea sau nu acțiune chimică asupra impurităților. Soluțiile folosite cel mai frecvent sînt cele alcaline și mai rar cele acide (tabelul 2) Dintre solvenții organici cel mai des întrebuințați

Tabelul 2

Soluții apoase pentru curățirea cu ultrasunete

Natura materialului piesei	Compoziție solvent	Concentrație [g/l]	Temperatura [°C]
Metale feroase și neferoase	Trinitrofosfat Na_3PO_4	30	50—60
	Sodă calcinată Na_2CO_3	10	
	Substanțe degresante pentru suprafețe	3	
Aluminiul și aliajele sale	Trinitrofosfat	3	45—5
	Sodă calcinată	—	
	Substanțe degresante pentru suprafețe	3	
Cuprul și aliajele sale	Trinitrofosfat	3	40—45
	Sodă calcinată	3	
	Substanțe degresante pentru suprafețe	3	
Magneziul și aliajele sale	Trinitrofosfat	5	25—30
	Sodă calcinată	5	
	Substanțe degresante pentru suprafețe	4	
Sticla ceramică	Trinitrofosfat	15—25	60—75
	Sodă calcinată	30—50	

sînt tricolorura de etilen, perclorura de etilen și în ultimul timp, cu rezultate foarte bune tricolorfluoretanul. La alegerea solvenților organici se impun o serie de condiții: nu trebuie să interacționeze cu materialul piesei, să aibă o bună capacitate de dizolvare a impurităților să nu fie toxici și inflamabili, să aibă tensiune superficială joasă și o capacitate bună de umectare a suprafețelor. Pentru obținerea unei eficacități cît mai mari a procesului de curățire cu ultrasunete trebuie avută în vedere temperatura băii de curățire deoarece aceasta joacă un rol foarte important nu numai asupra intensității cavitației acustice ci și asupra modului de comportare al traductoarelor ultrasonore existente în baia de curățire. Experiențele efectuate folosind drept medii de curățire diferite lichide au permis determinarea dependenței procesului de curățire de natura fluidului și de temperatură (fig. 3).

Se poate constata că temperatura optimă în cazul apei este în jur de 45—55°C în timp ce în cazul petrolului lampant este în jur de 20—30°C. Se constată de asemenea că folosirea unor temperaturi mai mici de 18—20°C nu este rațională deoarece impuritățile se dizolvă foarte greu și pe suprafețe se pot concentra vapori cu posibilitatea de a provoca coroziunea.

Faptul că eficacitatea curățirii crește odată cu temperatura fluidului se explică prin mărirea numărului de germeni cavitaționali, scăderea eficacității după o anumită temperatură avînd explicație în amortizarea undei de șoc produsă de implozia bulei cavitaționale.

Productivitatea procesului de curățire cu ultrasunete crește direct proporțional cu durata aplicării ultrasunetelor cu excepția unei perioade de început de circa 5 s, cînd curățirea este mai puțin accentuată. Experimental s-a constatat că o durată de ordinul a 20—30 s este suficientă, durată de 60 s fiind considerată ca maximă.

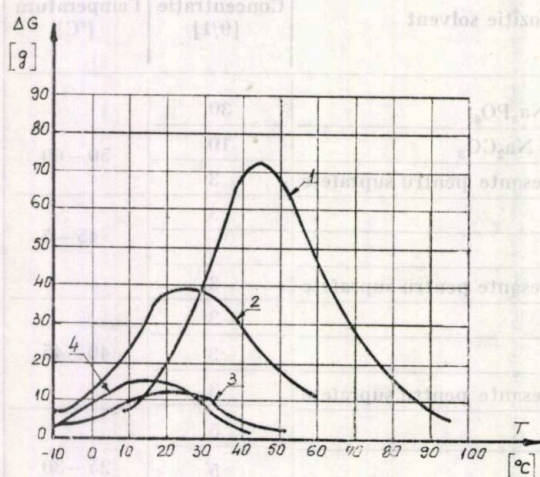


Fig. 3—Dependența procesului de curățire de temperatură și de natura lichidului: 1 — apă; 2 — petrol lampant; 3 — alcool; 4 — benzină.

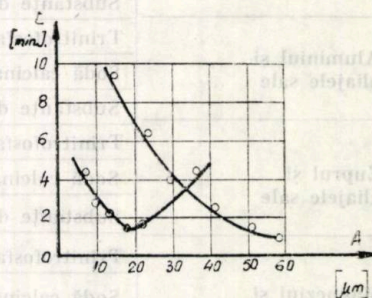


Fig. 4—Dependența duratei procesului de curățire cu ultrasunete în funcție de amplitudinea oscilației: 1 — în cazul curățirii de pastă abrazivă; 2 — în cazul curățirii de țunder.

Dependența duratei procesului de curățire cu ultrasunete de amplitudinea oscilațiilor ultrasonore, determinată experimental este prezentată în figura 4.

Pe baza rezultatelor experimentale în domeniul curățirii și a rezultatelor teoretice în domeniul fizicii ultrasunetelor s-a putut elabora mecanismul procesului de curățire. Se pot defini cinci căi de distrugere a murdăriilor și peliculelor de grăsimi în câmp ultrasonor: exfolierea, emulsio- narea, erodarea, hidroabrazi- una și dizolvarea (fig. 5). Se vede că unii factori acționează direct asupra procesului de curățire iar alții acționează prin intermediul efectelor specifice.

Particularitățile tehnologice și constructive ale instalațiilor și utilajelor pentru curățirea și degresarea cu ultrasunete sînt date de forma și dimensiunile pieselor de curățat, de natura și aspectul murdăriei, de gradul de infectare și cerințele calității curățirii precum și de productivitatea ce se vrea realizată.

În domeniul echipamentelor de curățire cu ultrasunete s-au realizat în ultima vreme progrese importante mai ales în direcția folosirii unor generatoare de ultrasunete de puteri mari tranzistorizate sau cu tiristori, cu autoacordarea pe frecvența de rezonanță. Emițătoarele ultrasonore folosite sînt în majoritatea cazurilor confecționate din ceramici piezo- electrice cu randament electroacustic ridicat, numai în cazul instalațiilor de puteri mari se folosesc emițătoare magnetostrictive pe bază de Ni sau aliaje Fe—Co.

Ridicarea productivității, calitatea și eficiența curățirii depinde în mare măsură de forma constructivă și natura transducerilor folosiți în băile de curățire (fig. 6), în funcție de aceasta existînd zone în care este concentrată sau dispersată energia ultrasonoră.

Particularitățile tehnologice și constructive ale instalațiilor și utilajelor pentru curățirea și degresarea cu ultrasunete sînt date de forma și dimensiunile pieselor de curățat, de natura și aspectul murdăriei, de gradul de infectare și cerințele calității curățirii precum și de productivitatea ce se vrea realizată.

În domeniul echipamentelor de curățire cu ultrasunete s-au realizat în ultima vreme progrese importante mai ales în direcția folosirii unor generatoare de ultrasunete de puteri mari tranzistorizate sau cu tiristori, cu autoacordare pe frecvența de rezonanță. Aceste generatoare sînt sigure în funcționare, compacte și pot fi folosite în cele mai variate domenii de curățire cu ultrasunete. În funcție de dimensiunile de gabarit ale pieselor de curățat se deosebesc generatoare de puteri mici de la 0,04 la 1,0 kW și generatoare de puteri mari de la 1,0 kW la 8,0 kW. Emițătoarele ultra-

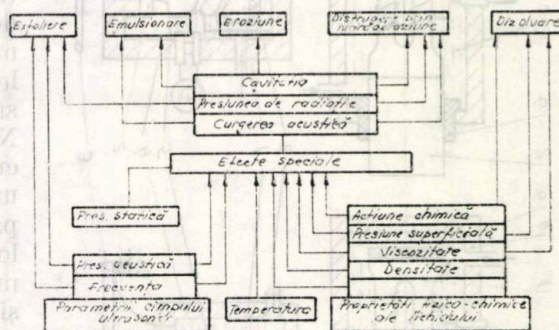


Fig. 5 — Mecanismul procesului de curățire cu ultrasunete.

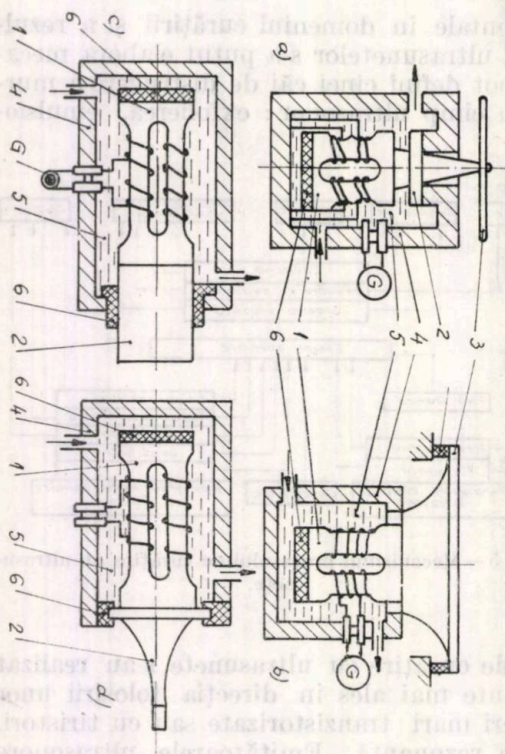


Fig. 6. Variante constructive de transductoare magnetostrictive imersibile: 1 — pachet tole material magnetostrictiv; 2 — concentrator; 3 — placa radiantă; 4 — carcasă; 5 — lichid de răcire; 6 — izolatant acustic;

sonice folosite sînt în majoritatea cazurilor confecționate din ceramici piezoelectrice cu randament electroacustic ridicat, numai în cazul instalațiilor de puteri mari se folosesc emițătoare magnetostrictive pe bază de Ni sau aliaje Fe—Co. În ultima vreme se folosesc ca materiale magnetostrictive pentru construcția emițătoarelor aliaje de Ni cu 2,2 % Cr sau 4,5 % Co, cu anizotropie „0”, deoarece au un coeficient de cuplaj comparabil cu cel al transductoarelor piezoceramice, cu un randament electro-acustic foarte bun și sînt mult mai rezistente. Cîteva variante de transductoare magnetostrictive imersibile sau cu plăci de adaptare utilizate în construcția unor echipamente de curățire care au prezentat cele mai bune rezultate, sînt redată în figura 6.

Ridicarea productivității, calitatea și eficiența curățirii depinde în mare măsură și de modul de dispunere al transductorului în băile de curățire (fig. 7.), în funcție de aceasta existînd zone în care este concentrată sau dispersată energia ultrasonoră precum

și zone în care cîmpul acustic are aceleași proprietăți. Băile de curățire pot fi simple sau compartimentate în funcție de etapele impuse de procesul tehnologic, de natura murdăriei ce trebuie îndepărtată și de gradul de curățire. Băile simple se folosesc pentru curățiri mai puțin pretențioase la piese simple și de dimensiuni relativ mici. Instalațiile moderne de curățire cu ultrasunete cuprind în mod obișnuit patru compartimente (fig. 8): camera de precurățire fără ultrasunete, camera de curățire și tratare cu ultrasunete, camera de limpezire cu sau fără ultrasunete și camera de uscare. Dacă piesele supuse curățirii nu sînt prea murdare și dacă pentru precurățire, tratare și curățire cu ultrasunete este folosit același solvent, la aceeași temperatură, primele două camere pot fi contopite într-una singură. Baia unde se efectuează iradierea cu ultrasunete este prevăzută la partea inferioară cu un colector de impurități unde se depun reziduurile detașate de pe suprafața piesei curățate. În construcția și proiectarea băii în care se efectuează curățirea cu ultrasunete trebuie acordată cea mai mare atenție dimensionării ei și materialului din care urmează a fi confecționată.

Dimensiunile băii se aleg în așa fel încât să se obțină un câmp acustic cu proprietățile cerute de procesul tehnologic proiectat. Un câmp acustic difuz și cât mai omogen implică dimensiuni ale cuvei care să nu depășească de câteva ori lungimea de undă a ultrasunetelor ($< 20 \lambda$). Alegerea materialului din care se confecționează cuva trebuie făcută avînd în vedere că el trebuie să reziste la acțiunea de coroziune puternică datorită fenomenului de cavitație acustică. În mod obișnuit cuvele de curățire se confecționează din oțel inoxidabil, iar atunci cînd se lucrează cu soluții care atacă metalul, suprafețele ce vin în contact cu soluția se acoperă cu o foaie de viniplast.

Cercetările experimentale cuprinse în această lucrare au fost efectuate pe o instalație model experimental, pentru curățirea și decaparea sîrmelor înainte de procesul de tragere în diferite faze tip CDS-22-AM-01 (fig. 9). Această instalație de curățire pe lingă avantajele oferite de curățirea în câmp ultrasonor mai poate permite și calibrarea sîrmei simultan cu decuparea și poate fi ușor implantată în fluxul tehnologic de trefilare.

În concluzie se poate spune că rezultatul final al curățirii cu ajutorul ultrasunetelor depinde în limite foarte largi de foarte mulți parametri ai procesului de curățire care se intercondiționează reciproc. Creșterea eficienței economice a metodelor de curățire cu ultrasunete este rezultatul stabilirii optime a succesiunii următoarelor operații absolut necesare:

- stabilirea eredității tehnologice a piesei și influența diferiților factori asupra ei;
- alegerea sistemului acustic și a regimului de lucru a acestuia;
- alegerea mediului tehnologic de curățire și stabilirea influenței diferiților factori asupra mediului tehnologic;
- stabilirea succesiunii operațiilor auxiliare în ansamblul general al procesului de curățire.

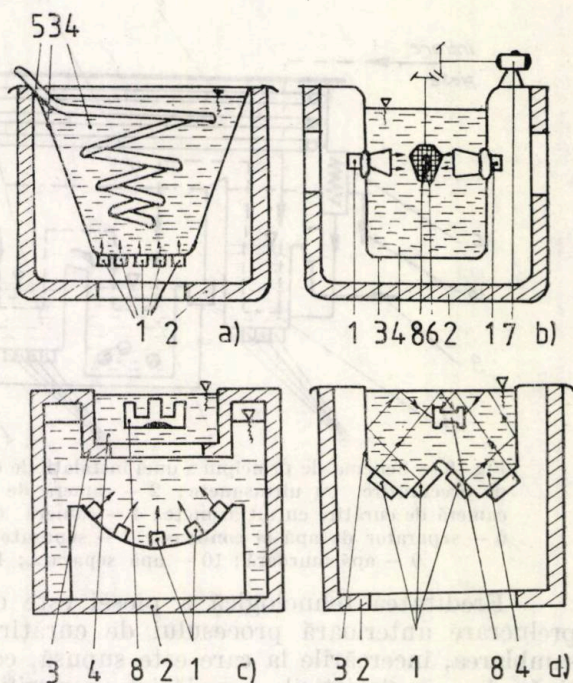


Fig. 7 — Variante de dispunere a traductorilor ultrasonici în băile de curățire cu ultrasunete: a) — pe fundul băii; b) — pe pereții laterali; c) — dispunere concavă; d) — dispunere în W: 1 — transductor; 2 — carcasă; 3 — baie de curățire; 4 — fluid de curățire; 5 — serpentină de răcire; 6 — coș; 7 — motor de antrenare; 8 — piesă de curățat.

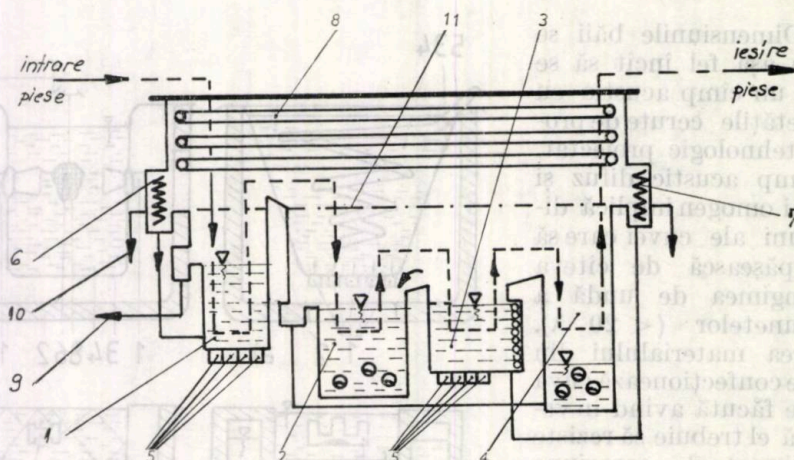


Fig. 8 — Schema de principiu a unei instalații de curățire modernă : 1 — cameră de precurățire cu ultrasunete; 2 — cameră de încălzire cu termostat; 3 — cameră de curățire cu ultrasunete; 4 — cameră de uscare; 5 — transductori; 6 — separator de apă și condens; 7 — separator; 8 — serpentină de răcire; 9 — apă murdărie; 10 — apă separată; 11 — nivelul vaporilor.

Ereditatea tehnologică a piesei este determinată de operațiile de prelucrare anterioară procesului de curățire (confecționarea piesei, asamblarea, încercările la care este supusă, conservarea, exploatarea relativă) de caracteristicile murdăriei (impurificări, îmbicsiri, aspect, cantitatea specifică de murdărie, proprietăți) și de caracteristicile piesei (materialul, masa, configurația exterioară și interioară, macro și microrelieful).

De alegerea corectă a sistemului acustic și de stabilirea optimului parametrilor regimului de lucru depinde calitatea și eficiența curățirii. La alegerea lui trebuie ținut cont de: proprietățile fizico-chimice ale impurităților, natura solvenților, rezistența materialului piesei la acțiunea cavitației, intensitatea procesului de cavitație, dimensiunile transductorului, condițiile de muncă ale operatorilor de deservire, considerații economice și altele. Utilizarea undelor ultraacustice continuu, cu impulsuri sau cu modularea amplitudinii se face în funcție de natura impurităților și în funcție de intensitatea cavitației acustice ce trebuie realizată. Alegerea parametrilor procesului de curățire se face ținând cont de funcția de calitate C .

Alegerea mediului tehnologic pentru curățire se face în funcție de proprietățile fizico-chimice ale impurităților și ale materialului piesei care se curăță, condițiile de muncă ale personalului de deservire, condiții de securitate și considerații economice. Un factor important pentru mărirea eficienței procesului de curățire cu ultrasunete îl reprezintă cunoașterea influențelor diferiților factori externi asupra mediului tehnologic de curățire (fig. 10.). Temperatura mediului tehnologic influențează asupra vitezei de curățire în funcție de ea existând un optim de dezvoltare a procesului de cavitație. În funcție de aceasta se poate da o recomandare generală pentru alegerea temperaturii: curățirea de murdării ușoare de tipul uleiurilor nelegate este rațional să se facă în soluții apoase în intervalul de temperatură favorabil dezvoltării cavitației acustice maxime ($55-60^{\circ}\text{C}$) paste abrasive și murdăriile grele este rațional să

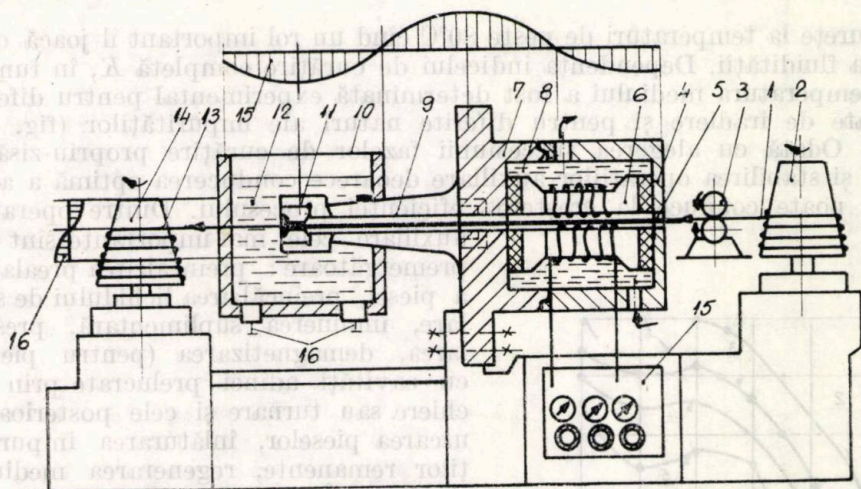


Fig. 9 — Instalația de curățire tip CDS-22-AM-01. 1—sirma de curățit; 2, 14 — tambur de înfășurare; 3—role de ghidare; 4—carcasa transductorului; 5 — sistem de etanșare; 6 — tole de Ni magnetostriktiv; 7 — flanșă nodală; 8 — izolant acustic; 9 — concentrator; 10 — cuvă de curățire; 11 — filieră; 12 — media de curățire; 13 — sirmă curățită; 15 — curbă de variație a amplitudinii de oscilație; 16 — diagrama de variație a amplitudinii vibrațiilor radiale.

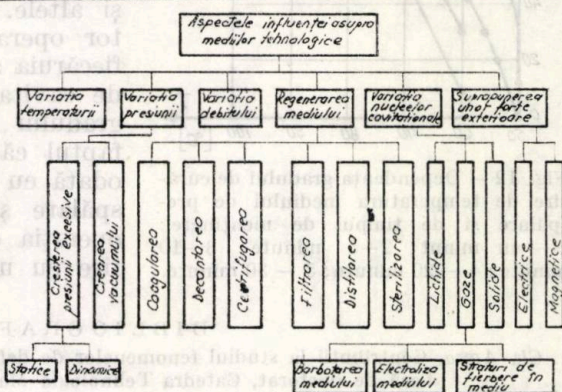


Fig. 10 — Influența factorilor externi asupra mediilor tehnologice la curățire.

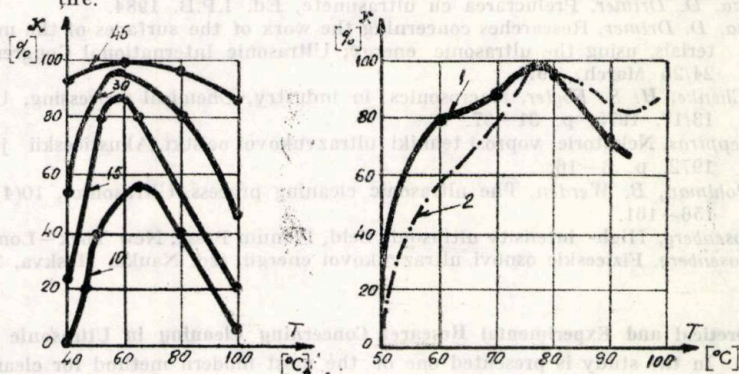


Fig. 11 — Dependența indicelui de curățire completă k , de temperatura mediului: a) curățirea de ulei sulfonat solubil în apă, conținând 5 kg/m^3 sticlă solubilă și 8 kg/m^3 soluție OP-7 la diferiți timpi de iradiere; b) curățire de pastă abrazivă timp de 4 min. în soluție de apă cu conținut de: 1— 35 kg/m^3 trisodiu fosfat și 3— 5 kg/m^3 OP-7 și 2— 20 kg/m^3 sodă calcinată, 10 kg/m^3 sticlă solubilă și 3— 5 kg/m^3 OP-7.

se curețe la temperaturi de peste 80°C când un rol important îl joacă creșterea fluidității. Dependența indicelui de curățire completă K , în funcție de temperatura mediului a fost determinată experimental pentru diferite durate de iradiere și pentru diferite naturi ale impurităților (fig. 11).

Odată cu alegerea succesiunii fazelor de curățire propriu-zisă se face și stabilirea operațiilor auxiliare deoarece conducerea optimă a acestora poate conduce la creșterea eficienței procesului. Dintre operațiile

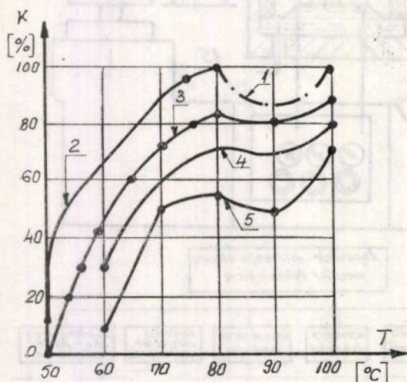


Fig. 12 — Dependența gradului de curățire de temperatura mediului de pre-spălare și de timpul de menținere: 1 — un minut; 2—5 minute; 3—10 minute; 4 — 20 minute; 5 — 30 minute.

auxiliare cele mai importante sînt cele premergătoare: preîncălzirea prealabilă a piesei, preîncălzirea lichidului de spălare, înmuierea suplimentară, prespălarea, demagnetizarea (pentru piesele cu cavități adînci prelucrate prin așchiere sau turnare și cele posterioare), uscarea pieselor, înlăturarea impurităților remanente, regenerarea mediului și altele. În stabilirea succesiunii acestor operații se are în vedere influența fiecăruia asupra favorizării fenomenului de cavitație acustică și asupra creșterii gradului de curățire. Trebuie reținut faptul că gradul de curățire K , crește odată cu temperatura lichidului de pre-spălare și cu timpul menținerii între operația de udare și operația de curățire cu ultrasunete (fig. 12).

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Amza, Contribuții la studiul fenomenelor de deformare plastică în cîmpul ultrasonor. Teză de doctorat, Catedra Tehnologia Materialelor și Sudare, București, 1978.
2. Gh. Amza, D. Drimer, Prelucrarea cu ultrasunete, Ed. I.P.B. 1984.
3. Gh. Amza, D. Drimer, Researches concerning the work of the surfaces of the metallic materials, using the ultrasonic energy, Ultrasonic International Congress, London 24/26 March, 1975.
4. P. K. Chenke, H. S. Fogler, Macrosonics in industry, Chemical processing, Ultrasonics, 13/17, 1975, p. 31—37.
5. E. A. Neppiras, Nekotorie voprosi tehniki ultrazvukovoi ocistki, Akusticeskii jurnal, 8(1), 1972, p. 3—16.
6. R. G. Pohlman, B. Werden, The ultrasonic cleaning process, Ultrasonics, 10(4), 1972, p. 156—161.
7. L. D. Rosenberg, High- intensity ultrasonic field, Plenum Press, New York—London, 1972.
8. L. D. Rosenberg, Fiziceskie osnovi ultrazvukovoi energii, izd. Nauka, Moskva, 1970.

Theoretical and Experimental Research Concerning Cleaning in Ultrasonic Field

In the study is presented one of the most modern method for cleaning and the great lines in this matter — cleaning in ultrasonic field.

Starting with the analyses of advantages and disadvantages of different cleaning processes, the study presents, based on the results from experiments a cleaning plant in ultrasonic filed of drawn wire. The advantage in the plant described is the fact that is implemented directly in the technological flow of drawing, is simple and achieve simultaneously the calibration of the drawn wire.

CORELAREA UNORA DINTRE CARACTERISTICILE CONSTRUCTIVE ALE CONCASOARELOR CU CIOCANE ARTICULATE

GH. I. ENE, GH. IORDACHE *

Lucrarea își propune stabilirea corelării unora dintre caracteristicile constructive (masa și dimensiunile dintre axa articulației, centrul de masă și muchia de lovire) ale ciocanelor concasoarelor cu ciocane articulate astfel încât în articulațiile acestora să nu apară șocuri. Se evită în acest mod uzarea prematură a elementelor mașinii și se influențează favorabil calitatea mărunțirii, debitul de material mărunțit, consumul de energie și funcționarea concasorului în general.

1. Aspecte generale

Concasoarele cu ciocane sînt utilaje de mărunțire cu o foarte largă utilizare în cele mai diferite industrii (materialelor de construcții, chimică, minieră, alimentară etc.). Aceasta se datorează atît gradului de mărunțire ridicat ($i = 15$ pentru mașinile cu un rotor și $i = 50$ pentru cele cu două rotoare [1], [2]) cît și posibilității de a mărunți o gamă foarte largă de materiale (calcar, sare, cărbune, minereuri, cereale, lemn etc.).

Principalul dezavantaj al acestor mașini constă în uzarea relativ rapidă a organelor de lucru (ciocanelor), atît datorită condițiilor de lucru (abraziune intensă, îndeosebi la mărunțirea materialelor care conțin silice), cît și construcției necorespunzătoare a acestora.

Caracteristicile constructive ale ciocanelor (forma, dimensiunile și masa acestora) influențează în mod hotărîtor nu numai uzarea, lor ci și calitatea mărunțirii, debitul mașinii, consumul de energie și funcționarea mașinii în general.

2. Corelarea caracteristicilor constructive ale ciocanului

Un aspect deosebit de important în construcția concasoarelor cu ciocane articulate constă în prinderea ciocanelor pe rotor în așa fel încît, în timpul ciocnirii dintre ciocane și bucățile de material să nu apară șocuri în articulațiile ciocanelor. Existența șocurilor în articulațiile ciocanelor conduce la o uzare prematură a subansamblului rotor (ciocane, discuri port-ciocane, bolțurile articulațiilor, lagărele rotorului). Pentru a evita acest neajuns este necesar ca ciocanul să fie suspendat în așa fel încît

* Șef lucrări dr. ing.; Conf. dr. ing., catedra de Utilaj tehnologic chimic

el să lovească bucata de material în centrul de percuție; între axa articulației, centrul de masă și muchia de lovire a ciocanului existînd o anumită corelație.

În timpul lucrului, asupra ciocanului acționează următoarele sarcini [3]: forța de șoc, greutatea ciocanului, forța de inerție datorită mișcării de transport, forța de frecare în articulație, forța de inerție datorită accelerației Coriolis și reacțiunea din bolt.

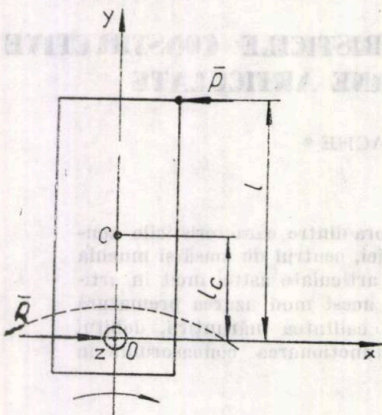


Fig. 1 — Schema de încărcare a ciocanului

Durata șocului este de a zecea mia parte (uneori de a suta mia parte) dintr-o secundă. Pentru această durată de timp extrem de redusă, presiunea în punctul de contact atinge valori foarte mari, depășind de mii de ori greutatea ciocanului [3]. De aceea pe timpul șocului se poate neglija acțiunea tuturor celorlalte forțe, reținînd doar forța de șoc și reacțiunea din bolt (fig. 1). Deci problema se reduce la determinarea lungimii ciocanului astfel ca reacțiunea în articulație să fie nulă ($R = 0$). Înainte de a lovi bucata de material, ciocanul se găsește în repaus relativ față de rotor (ocupă poziția radială), iar după șoc va bascula în jurul articulației O (axa Oz), în sens invers sensului de rotație, al rotorului, cu viteza unghiulară ω . În acest caz teorema momentului cinetic, față de axa Oz este [4]:

$$J_0 \omega = P_x \cdot l, \quad (1)$$

unde J_0 este momentul de inerție al ciocanului în raport cu axa Oz .

Scriind teorema impulsului sub forma [4]

$$H_2 - H_1 = \bar{P} + \bar{R} \quad (2)$$

în care H_1 și H_2 reprezintă impulsul ciocanului înainte, respectiv după șoc și ținînd seama de condiția impusă anterior ($\bar{R} = 0$) și de faptul că impulsul înainte de șoc este nul (ciocanul este în repaus relativ față de rotor, $H_1 = 0$) se obține

$$H_2 = \bar{P}_x. \quad (3)$$

Impulsul după șoc este dat de produsul dintre masa ciocanului și viteza centrului său de masă, adică

$$M \cdot v_c = -P_x. \quad (4)$$

Expresiile vitezelor centrului de masă pe cele două direcții sînt

$$v_x = -l_c \omega \quad (5)$$

$$v_y = 0. \quad (6)$$

Revenind în relația (4) se poate scrie

$$-M \cdot l_c \omega = -P_x \quad (7)$$

$$0 = P_y. \quad (8)$$

Deoarece $P_y = 0$ rezultă că forța de șoc P este normală la dreapta care unește centrul articulației O cu centrul de masă C , iar $P_x = P$. În aceste condiții din relațiile (1) și (7) se obține:

$$l = \frac{J_0}{M \cdot l_c}. \quad (9)$$

Relația (9) stabilește corelația dintre axa articulației, centrul de masă și muchia de lovire (centrul de percute).

Deoarece momentul de inerție al ciocanului trebuie scris față de punctul de articulație se utilizează relația lui Steiner [5]:

$$J_0 = J_c + Ml_c^2, \quad (10)$$

unde J_c este momentul de inerție în raport cu axa care trece prin centrul său de masă. Utilizând relația (10), expresia (9) devine

$$l = \frac{J_0 + Ml_c^2}{Ml_c^2}. \quad (11)$$

3. Exemplu de calcul

Se consideră cazul unui rotor cu 6 ciocane (fig. 2), ciocanul avînd forma și dimensiunile din figura 3.

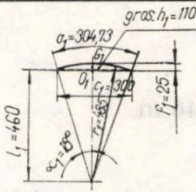
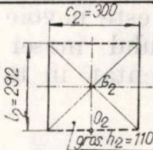
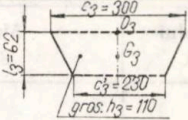
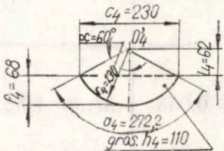
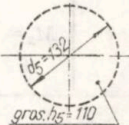
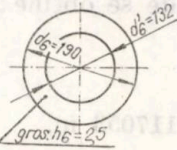
Pentru a determina masa și centrul de masă al ciocanului se împarte acesta în corpuri geometrice simple (numerate în figura 3 de la 1 la 6), determinîndu-se pentru fiecare centrul de masă [4]. Relațiile de calcul pentru fiecare element în parte și valorile necesare calculate sînt prezentate în tabelul 1.

Observații: materialul de execuție al ciocanelor fiind oțelul, masa specifică utilizată a fost $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. În ultimul caz sînt două inele (gule), cite unul pe ambele fețe ale ciocanului (a se vedea figura 3).

Pentru determinarea centrului de masă al ciocanului [4] se alege sistemul de axe de coordonate $Oxyz$ (fig. 1). Ciocanul este simetric față de axele y și z , deci centrul său de masă se găsește în planul xOy , pe axa Oy la distanța OG de axa Ox . Relația de calcul pentru OG este [4]:

$$OG = \frac{\sum_{i=1}^n y_i M_i}{\sum_{i=1}^n M_i}. \quad (12)$$

În cazul considerat n , numărul de corpuri geometrice simple, este 6. Mărimile necesare calculării centrului de masă sînt prezentate în tabelul 2.

Tabelul 1				
Figura	Aria, m^2	Pozitia centrului de masă, m	Masă, Kg	
1	 $A_1 = \frac{1}{2} [r_1(a_1 - c_1) + c_1 f_1] = 0,004898$ $[a_1 = r_1 \frac{4\pi\alpha_1}{360^\circ} = 0,3047 \text{ m}]$	$O_1'G_1 = \frac{4}{3} \times \frac{r_1 \sin^3 \alpha_1}{2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1} = 0,4707$ $O_1G_1 = O_1'G_1 - l_1 = 0,01077$	$M_1 = A_1 \cdot h_1 \cdot \rho = 4,2295$	
2	 $A_2 = c_2 l_2 = 0,0876$	$OG_2 = \frac{l_2}{2} = 0,146$	$M_2 = A_2 h_2 \rho = 75,6426$	
3	 $A_3 = \frac{c_3 + c_3'}{2} l_3 = 0,0164$	$O_3G_3 = \frac{l_3}{3}$	$M_3 = A_3 h_3 \rho = 14,187$	
4	 $A_4 = \frac{1}{2} [r_4(a_4 - c_4) + c_4 f_4] = 0,01056$ $[a_4 = r_4 \frac{4\pi\alpha_4}{360^\circ} = 0,2722 \text{ m}]$	$O_4'G_4 = \frac{4}{3} \times \frac{r_4 \sin^3 \alpha_4}{2\alpha_4 - \sin 2\alpha_4} = 0,09165$ $O_4G_4 = O_4'G_4 - l_4 = 0,02965$	$M_4 = A_4 h_4 \rho = 8,291$	
5	 $A_5 = \frac{\pi d_5^2}{4} = 0,01368$	Centrul de masă este în centrul cercului	$M_5 = A_5 h_5 \rho = 11,812$	
6	 $A_6 = \frac{\pi(d_6^2 - d_6'^2)}{4} = 0,014668$	Centrul de masă este în centrul inelului	$2M_6 = 2A_6 h_6 \rho = 0,575$	

Tabelul 2

Nr. de ordine al elementului	y_i m	M_i kg	$y_i M_i$ kg · m
1	0,30970	4,2295	1,30987
2	0,14600	75,6426	11,04282
3	-0,02960	14,1870	-0,42000
4	-0,09168	8,2910	-0,75900
5	0	-11,8120	0
6	0	0,5750	0

Utilizând valorile din tabel se obține

$$OG = \frac{11,17469}{91,1131} = 0,122646 \text{ m}$$

Din lipsa unor relații de calcul din literatura de specialitate, pentru determinarea centrului de percuție al ciocanului, este nevoie să se procedeze la schematizarea ciocanului (fig. 4). Calculul masei elementelor componente ale ciocanului schematizat este prezentat în tabelul 3.

Tabelul 3

Nr. de ordine ale elementului	Aria m^2	Poziția centrului de masă, m	Masa gk
1	$A_1 = l \cdot c = 0,09$	$OG_1 = \frac{l}{2} = 0,15$	$M_1 = A_1 h \rho = 77,715$
2	$A_2 = \frac{\pi R^2}{2} = 0,02687$	$OG_2 = \frac{4R}{3\pi} = 0,055$	$M_2 = A_2 h \rho = 22,922$
3 (identic cu elemen- tul 5, tabelul 1)	$A_3 = 0,01368$	Centrul de masă este în centrul cercului	$M_3 = 11,812$

Elementele pentru determinarea centrului de masă al ciocanului schematizat sînt prezentate în tabelul 4, de unde se obține :

$$OG = \frac{\sum_{i=1}^3 y_i M_i}{\sum_{i=1}^3 M_i} = \frac{10,39725}{88,825} = 0,117053 \text{ m.}$$

Tabelul 4

Nr. de ordine al elementului	y_i m	M_i kg	$y_i M_i$ kg·m
1	0,150	77,715	11,65725
2	-0,055	22,922	-1,26000
3	0	-11,812	0

Pentru a stabili corectitudinea schematizării față de situația reală, s-a calculat abaterea poziției centrului de masă pentru ciocanul schematizat față de ciocanul real. Această abatere este de 4, 6 %, ceea ce conduce la concluzia că schematizarea propusă poate fi acceptată.

Momentele de inerție ale elementelor componente ale ciocanului schematizat sînt [6]:

$$J_1 = \frac{M_1}{12} (c^2 + l^2); \quad (13)$$

$$J_2 = \frac{M_2 R_2^2}{2} \left(1 - \frac{32}{9\pi^2} \right); \quad (41)$$

$$J_3 = \frac{1}{2} M_3 R_3^2. \quad (15)$$

Înlocuind valorile cunoscute în relațiile (13)÷(15) se obține:

$$J_1 = 1,165683 \text{ kg} \cdot \text{m}^2; \quad J_2 = 0,124 \text{ kg} \cdot \text{m}^2; \quad J_3 = 0,025 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Momentul de inerție al ciocanului față de axa care trece prin centrul său de masă, ținînd seama de relația (10), este:

$$J_c = J_1 + M_1(OG_1 - OG_s)^2 + J_2 + M_2(OG_2 + OG_s)^2 - J_3 - M_3 OG_s^2. \quad (16)$$

Înlocuind se obține $J_c = 1,86589 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Punctul în care ciocanul trebuie să lovească bucata de material, față de punctul de articulație, conform relației (11), este:

$$l = \frac{J_c + M_{\text{tot}} OG_s^2}{M_{\text{tot}} OG_s} = 0,296513 \text{ m}.$$

Comparînd valoarea obținută cu dimensiunea de construcție a ciocanului (0,292 m) se constată că abaterea este de 1,54 %, ceea ce arată că ciocanul a fost construit corect.

4. Concluzii

Proiectarea concasoarelor cu ciocane impune determinarea precisă a lungimii organului principal de sfărîmăre, ciocanul. Alegerea acestei caracteristici dimensionale la împlinire conduce la uzura prematură a

întregului subansamblu rotor și în special a lagărelor acestuia. Metoda propusă poate fi aplicată relativ ușor în practica de proiectare, cu consecințe deosebit de favorabile asupra fiabilității concasorului.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Repert, Calculul și construcția utilajului chimic, vol. II, ed. II, Ed. didactică și pedagogică, București, 1971.
2. Gh. Iordache, R. Iatan, Gh. Ene, M. Păunescu, I. Voicu, Utilaje pentru industria chimică și petrochimică, Ed. didactică și pedagogică, București, 1982, p. 178.
3. I. S. Socolov, Osnovi rasceta i konstruirovania mașini i apparatov pișcevih proizvodstv, Ed. Pișceproișezdat, Moskva, 1960, p. 186.
4. M. Atanasiu, Mecanica tehnică, Ed. tehnică, 1969, p. 332+333.
5. Gh. Buzdugan, Rezistența materialelor, Ed. didactică și pedagogică, București, 1964, p. 70.
6. V. P. Barabașkin, Moltkovie i rotnie drolilki, Izd. Gosgoriehizdat, Moskva, 1963.

Correlation of Some Design Features of Crushers and Articulated Hammers

The paper is meant to establish the correlation of some design characteristics (mass, and dimensions/size between linkage axis, mass centre and striking edge) of crusher hammers and articulated hammers so that no shock result in their linkages.

This results in the avoidance of premature wear of machine parts, the amount of crush material, energy consumption and overall crusher operation.

CAPTOR CU TRADUCTOARE REZISTIVE PENTRU MĂSURAREA FORȚEI AXIALE ȘI A MOMENTULUI DE TORSIUNE

ADRIANA SANDU *

În multe domenii ale tehnicii apare necesitatea de a se măsura simultan forțe axiale și momente de torsiune.

În lucrarea de față se propune o variantă de captor cu traductoare rezistive, care permite realizarea acestui obiectiv. Captorul are ca element elastic o roată cu patru spițe de secțiune dreptunghiulară, la care spițele opuse sînt identice, iar cele alăturate, diferite.

Se fac recomandări cu privire la dimensionarea spițelor și la amplasarea traductoarelor pe ele, pentru obținerea unui captor cu sensibilitate mare.

1. Introducere

Elementul elastic de forma unei roți cu patru spițe egale, de secțiune dreptunghiulară, este recomandat pentru construirea captoarelor cu traductoare tensometrice rezistive cu care se pot măsura precis forțe și/sau cupluri [2], [4], [5].

Direcțiile vectorilor forță și cuplu coincid cu axa elementului elastic, spițele fiind sollicitate la încovoiere în două plane. Lucrările citate studiază cazul cînd cele patru spițe sînt identice.

În lucrarea de față se prezintă un element elastic de tip roată cu patru spițe, la care spițele opuse sînt identice, iar cele alăturate, diferite (fig. 1). Se fac recomandări cu privire la modul în care se pot stabili dimensiunile spițelor, pornind de la raportul dintre valorile nominale ale momentului și forței aplicate capto-

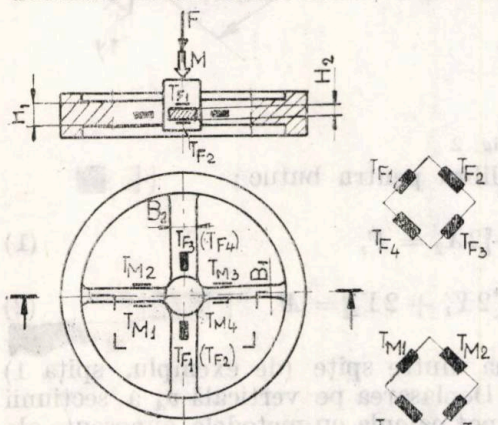


Fig. 1

rului. Se pune condiția de a avea aceeași sensibilitate de măsurare pentru cele două mărimi.

* Asist. ing., catedra Rezistența materialelor

2. Starea de deformăție a elementului elastic

Modelul de calcul este prezentat în figura 1. Se izolează spițele și butucul (considerat rigid) și se introduc eforturile de legătură. Se notează cu X_1, X_2 și Y_1, Y_2 forțele, respectiv momentele produse de sarcina F și cu X'_1, X'_2 și Y'_1, Y'_2 forțele respectiv momentele produse de cuplul M .

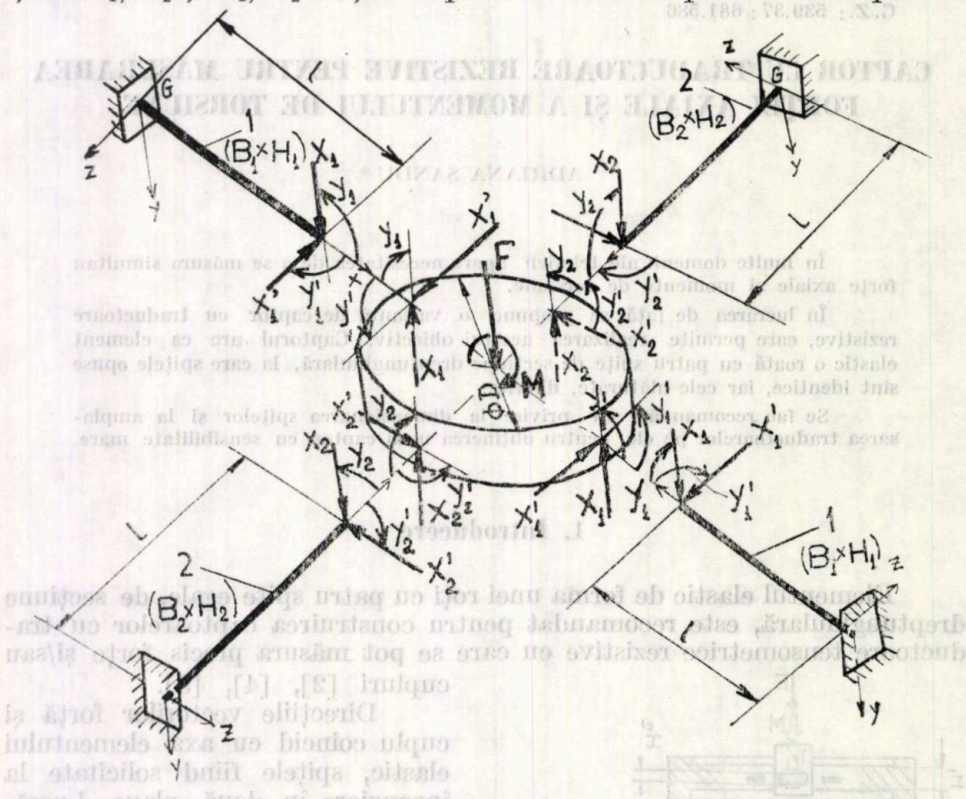


Fig. 2

Se pot scrie ecuațiile de echilibru pentru butuc :

$$2X_1 + 2X_2 = F, \quad (1)$$

$$X_1 D + [X_2 D] + 2Y_1 + 2Y_2 = M. \quad (2)$$

În continuare se consideră una dintre spițe (de exemplu, spița 1) și forțele din planul vertical (fig. 3). Deplasarea pe verticală v_A a secțiunii A și rotirea φ_A a acestei secțiuni se pot calcula cu metodele cunoscute ale rezistenței materialelor. Se obține :

— pentru spița 1 :

$$v_{A_1} = \frac{1}{EI_{x_1}} \left(X_1 \frac{l^3}{3} - Y_1 \frac{l^2}{2} \right); \quad \varphi_{A_1} = \frac{1}{EI_{x_1}} \left(X_1 \frac{l^2}{2} - Y_1 l \right).$$

— pentru spița 2 :

$$v_{A_2} = -\frac{1}{EI_{z_2}} \left(X_2 \frac{l^3}{3} - Y_2 \frac{l^2}{2} \right); \quad \varphi_{A_2} = \frac{1}{EI_{z_2}} \left(X_2 \frac{l^2}{2} - Y_2 l \right).$$

În relațiile de mai sus E este modulul de elasticitate longitudinal al materialului, iar I_{z_1} și I_{z_2} — momentele de inerție ale secțiunilor celor două spițe în raport cu axa Gz .

Deoarece butucul este considerat rigid, trebuie să fie îndeplinite condițiile :

$$v_{A_1} = v_{A_2}; \quad \varphi_{A_1} = \varphi_{A_2} = 0. \quad (3), (4)$$

Din relațiile (1), (3) și (4) se obține :

$$X_1 = \frac{F}{2 \left(1 + \frac{I_{z_2}}{I_{z_1}} \right)}; \quad X_2 = \frac{F}{2 \left(1 + \frac{I_{z_1}}{I_{z_2}} \right)}; \quad (5), (6)$$

$$Y_1 = \frac{Fl}{4 \left(1 + \frac{I_{z_2}}{I_{z_1}} \right)}; \quad Y_2 = \frac{Fl}{4 \left(1 + \frac{I_{z_1}}{I_{z_2}} \right)}. \quad (7), (8)$$

Considerînd forțele din planul orizontal (fig. 3) se pot calcula deplasările și rotațiile secțiunii A :

— pentru spița 1 :

$$h_{A_1} = \frac{1}{EI_{y_1}} \left(X'_1 \frac{l^3}{3} - Y'_1 \frac{l^2}{2} \right); \quad \varphi'_{A_1} = \frac{1}{EI_{y_1}} \left(X'_1 \frac{l^2}{2} - Y'_1 l \right).$$

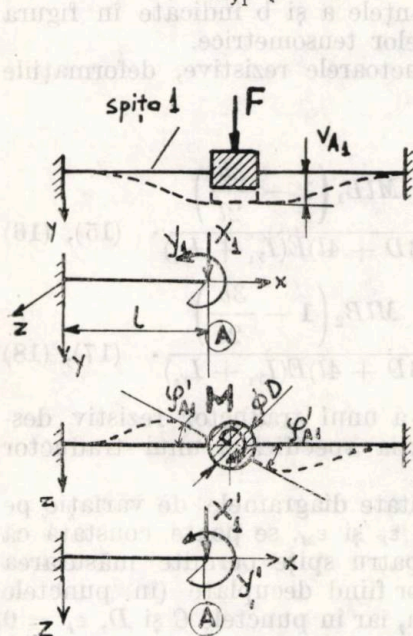


Fig. 3

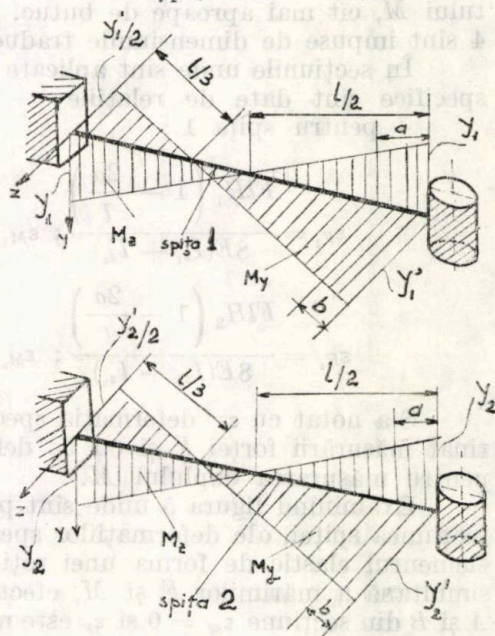


Fig. 4

— pentru spița 2 :

$$h_{A_2} = \frac{1}{EI_{y_2}} \left(X'_2 \frac{l^3}{3} - Y'_2 \frac{l}{2} \right); \quad \varphi'_{A_2} = \frac{1}{EI_{y_2}} \left(X'_2 \frac{l^2}{2} - Y'_2 l \right).$$

în care I_{y_1} și I_{y_2} sînt momentele de inerție ale secțiunilor celor două spițe în raport cu axa Gy .

Deoarece se consideră butucul rigid, se pot scrie condițiile :

$$h_{A_1} = h_{A_2} = 0; \quad \varphi'_{A_1} = \varphi'_{A_2}. \quad (9), (10)$$

Din relațiile (2), (9) și (10), rezultă :

$$X'_1 = \frac{3M}{(3D + 4l) \left(1 + \frac{I_{y_2}}{I_{y_1}} \right)}; \quad X'_2 = \frac{3M}{(3D + 4l) \left(1 + \frac{I_{y_1}}{I_{y_2}} \right)}. \quad (11), (12)$$

$$Y'_1 = \frac{2Ml}{(3D + 4l) \left(1 + \frac{I_{y_2}}{I_{y_1}} \right)}; \quad Y'_2 = \frac{2Ml}{(2D + 4l) \left(1 + \frac{I_{y_1}}{I_{y_2}} \right)}. \quad (13), (14)$$

În figura 4 sînt prezentate diagramele de variație în lungul spițelor ale momentelor încovoietoare. Se observă că momentul M_z produs de forța F , are valori maxime la capetele spițelor, iar momentul M_y este maxim la îmbinarea spițelor cu butucul. În consecință, pentru a obține o sensibilitate ridicată de măsurare, este necesar să se amplaseze traductoarele rezistive pentru măsurarea forței F , cît mai aproape de capetele spițelor (spre butuc sau spre obadă), iar cele utilizate la măsurarea momentului M , cît mai aproape de butuc. Distanțele a și b indicate în figura 4 sînt impuse de dimensiunile traductoarelor tensometrice.

În secțiunile unde sînt aplicate traductoarele rezistive, deformațiile specifice sînt date de relațiile :

— pentru spița 1 :

$$\varepsilon_{F_1} = \frac{FlH_1 \left(1 - \frac{2a}{l} \right)}{8E(I_{x_1} + I_{x_2})}; \quad \varepsilon_{M_1} = \frac{MlB_1 \left(1 - \frac{3b}{2l} \right)}{(3D + 4l)E(I_{y_1} + I_{y_2})}. \quad (15), (16)$$

$$\varepsilon_{F_2} = \frac{FlH_2 \left(1 - \frac{2a}{l} \right)}{8E(I_{x_1} + I_{x_2})}; \quad \varepsilon_{M_2} = \frac{MlB_2 \left(1 - \frac{3b}{2l} \right)}{(3D + 4l)E(I_{y_1} + I_{y_2})}. \quad (17), (18)$$

S-a notat cu ε_F deformația specifică a unui traductor rezistiv destinat măsurării forței F și cu ε_M deformația specifică a unui traductor pentru măsurarea cuplului M .

Examinînd figura 5 unde sînt prezentate diagramele de variație pe secțiunea spiței, ale deformațiilor specifice ε_F și ε_M , se poate constata că elementul elastic de forma unei roți cu patru spițe permite măsurarea simultană a mărimilor F și M , efectele lor fiind decuplate (în punctele A și B din secțiune $\varepsilon_M = 0$ și ε_F este maxim, iar în punctele C și D , $\varepsilon_F = 0$ și ε_M este maxim).

3. Proiectarea captorului

Pentru captorul prezentat este de dorit ca semnalul de ieșire să aibă valori cât mai mari, pentru a putea fi citite, și de același ordin de mărime la măsurarea forței F și a momentului M . Având în vedere că atât

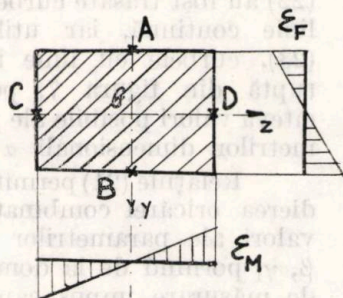


Fig. 5

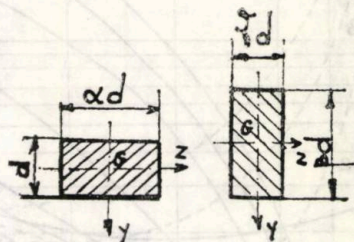


Fig. 6

traductoarele utilizate pentru măsurarea forței T_F cît și cele destinate măsurării momentului T_M se pot lipi de suprafețele exterioare ale spîșelor 1 sau 2, se impune realizarea uneia dintre condițiile de mai jos :

$$a) \varepsilon_{F1} = \varepsilon_{M1}; \quad b) \varepsilon_{F1} = \varepsilon_{M2}; \quad c) \varepsilon_{F2} = \varepsilon_{M1}; \quad d) \varepsilon_{F2} = \varepsilon_{M2}. \quad (19)$$

Pentru simplificarea calculelor și luînd în considerare faptul că la traductoarele cu bază mică de măsurare, rapoartele $\frac{2a}{l}$ și $\frac{3b}{2l}$ din relațiile (15)–(18) au valori mici, în scrierea condițiilor (19) se vor lua valorile maxime ale deformațiilor specifice ($a = 0$; $b = 0$). Ulterior, la estimarea sensibilității captorului, se va ține seamă de pozițiile reale ale traductoarelor pe spîșe.

Admițînd că există un raport

$$k = \frac{M}{Fl}, \quad (20)$$

dependent de domeniile de măsurare ale mărimilor F și M și de valoarea aleasă constructiv a lungimii l a spîșelor și considerînd secțiunile spîșelor definite de parametrii d , α , β , și γ (fig. 6), din relațiile (19) rezultă :

$$\begin{aligned} a) \quad k &= \frac{5}{8} \frac{\alpha^3 + \beta\gamma^3}{\alpha(\alpha + \beta^3\gamma)}; & b) \quad k &= \frac{5}{8} \frac{\alpha^3 + \beta\gamma^3}{\gamma(\alpha + \beta^3\gamma)}; \\ c) \quad k &= \frac{5}{8} \frac{\beta(\alpha^3 + \beta\gamma^3)}{\alpha(\alpha + \beta^3\gamma)}; & d) \quad k &= \frac{5}{8} \frac{\beta(\alpha^3 + \beta\gamma^3)}{\gamma(\alpha + \beta^3\gamma)}. \end{aligned} \quad (21)$$

La stabilirea relațiilor (21) s-a considerat că $l = 3D$.

În continuare este studiat cazul mai simplu de obținut din punct de vedere tehnologic al spîșelor cu aceeași înălțime ($\beta = 1$). În acest caz, din (21, a) și (21, c), rezultă :

$$k = 0,625 \frac{\alpha^2 + \gamma^2 - \alpha\gamma}{\alpha}; \quad (22)$$

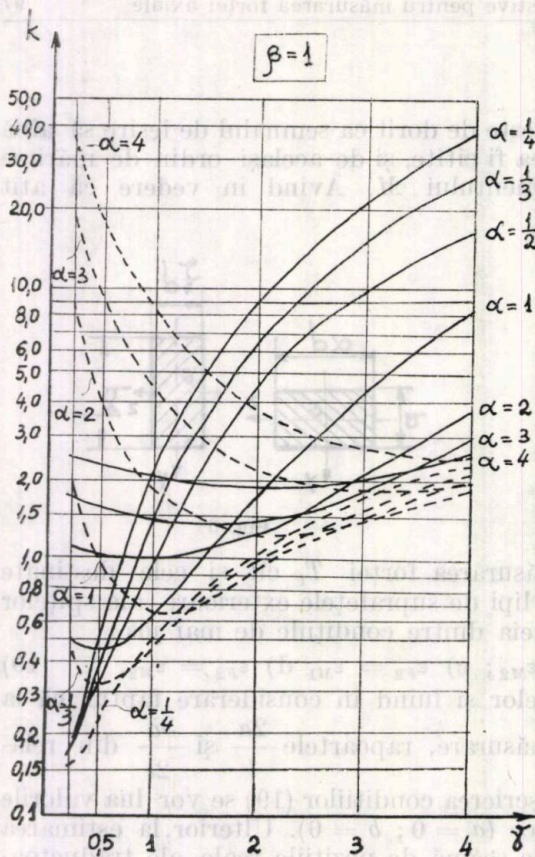


Fig. 7

iar din (21, b) și (21, d):

$$k = 0,625 \frac{\alpha^2 + \gamma^2 - \alpha\gamma}{\gamma}. \quad (23)$$

Pornind de la relația (22) au fost trasate curbele cu linie continuă, iar utilizând (23), curbele cu linie întreruptă din figura 7, pentru câteva valori posibile ale parametrilor dimensionali α și γ .

Relațiile (21) permit studiarea oricărei combinații de valori ale parametrilor k , α , β , γ , pornind de la domeniul de măsurare impus captorului și de la valoarea maximă admisibilă a tensiunii în elementul său elastic.

4. Exemplu de calcul

Se consideră cazul unui captor destinat măsurării forțelor în domeniul 0,15–0,2 kN și cuplurilor în domeniul 0,3–0,4 kN·m.

Din relația (20) rezultă

$$kl = \frac{M_{\max}}{F_{\max}} = \frac{0,4 \times 10^6}{0,2 \times 10^3} = 2000 \text{ [mm]}.$$

Alegând $l = 100 \text{ mm}$, se obține $k = 20$. Există o infinitate de triplete (α , β , γ) care permit realizarea acestei valori a parametrului k . În cazul spițelor de înălțimi egale ($\beta = 1$), diagramele din figura 7 furnizează următoarele patru triplete (α , β , γ), care asigură $k = 20$:

- 1) $\alpha = 0,25$; $\beta = 1$; $\gamma = 2,95$;
- 2) $\alpha = 0,33$; $\beta = 1$; $\gamma = 3,42$;
- 3) $\alpha = 3$; $\beta = 1$; $\gamma = 0,26$;
- 4) $\alpha = 4$; $\beta = 1$; $\gamma = 0,45$;

În primele două variante, traductoarele rezistive pentru măsurarea forței (T_F) se pot amplasa fie pe spițele 1, fie pe spițele 2, iar traductoarele destinate măsurării cuplului (T_M) numai pe spițele 1 (deoarece primele triplete de valori au fost obținute din condițiile (19, a) și (19, c).

În ultimele două variante este indiferent pe care spițe se amplasează T_F , dar T_M trebuie să fie lipite pe spițele 2, deoarece ultimele triplete de valori au fost obținute din condițiile (19, b) și (19, d).

Pentru a decide care variantă este convenabilă, trebuie să se calculeze parametrul dimensional d , în funcție de care sînt exprimate dimensiunile secțiunilor normale ale spițelor.

Se pune condiția ca să nu fie depășită în nici un punct al elementului elastic, tensiunea admisibilă σ_a .

Ținînd seamă de faptul că spițele sînt solicitate la încovoiere în două plane, se poate scrie:

— pentru spița 1:

$$\sigma_{\max 1} = \frac{|M_{z1\max}|}{W_{z1}} + \frac{|M_{y1\max}|}{W_{y1}} \leq \sigma_a; \quad (24)$$

— pentru spița 2:

$$\sigma_{\max 2} = \frac{|M_{z2\max}|}{W_{z2}} + \frac{|M_{y2\max}|}{W_{y2}} \leq \sigma_a. \quad (25)$$

În aceste relații $M_{z1\max}$, $M_{y1\max}$, $M_{z2\max}$, $M_{y2\max}$, au valorile conform diagramelor din figura 4.

În tabelul 1 sînt trecute dimensiunile secțiunilor spițelor, stabilite pe baza relațiilor (24) și (25), în care s-a considerat $\sigma_a = 0,3 \sigma_c$ [1] (σ_c — limita de curgere a materialului din care s-a confecționat elementul elastic).

Tabelul 1

Caz	d [mm]	Dimensiunile spițelor [mm]	
		Spița 1 ($d \times \alpha d$)	Spița 2 ($d \times \gamma d$)
1	8,4	8,4 × 2,1	8,4 × 24,8
2	7,7	7,7 × 2,6	7,7 × 26,2
3	8,3	8,3 × 25	8,3 × 2,1
4	6,9	6,9 × 27,7	6,9 × 3,1

În tabel se dă dimensiunea $d = \max(d_1, d_2)$, unde d_1 este valoarea obținută din condiția (24), iar d_2 valoarea rezultată din condiția (25), pentru fiecare dintre cele patru variante considerate.

Deoarece spițele foarte subțiri sînt greu de realizat practic, se preferă varianta 4, amplasîndu-se traductoarele pentru forță T_F pe spițele 1, iar cele destinate măsurării cuplului T_M , pe spițele 2.

Dacă se constituie două punți complete [3] (din cite patru traducătoare) pentru măsurarea forței și cuplului (fig. 1), valorile ce se estimează că vor fi citite la tensometrul electronic sînt :

— la măsurarea forței :

$$\varepsilon_F = 4\varepsilon_{F_1} = \frac{FlH_1 \left(1 - \frac{2a}{l}\right)}{2E(I_{x_1} + I_{x_2})} = 1,6367 \cdot F \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right]; \quad (26)$$

— la măsurarea cuplului

$$\varepsilon_M = 4\varepsilon_{M_2} = \frac{4MB_2 \left(1 - \frac{3b}{2l}\right)}{5E(I_{y_1} + I_{y_2})} = 0,849 \cdot 10^{-3} M \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right]. \quad (27)$$

Dacă se utilizează traductoare cu bază mică de măsurare ($3 \div 5$ mm), distanțele a și b (fig. 4) pot fi de $5 \div 10$ mm. Calculul valorilor ε_F și ε_M s-a făcut pentru $a = b = 8$ mm.

Pentru $F = F_{\min} = 150$ N, respectiv pentru $F = F_{\max} = 200$ N, din (26) rezultă

$$\varepsilon_{F\min} = 245 \mu\text{m/m}; \quad \varepsilon_{F\max} = 327 \mu\text{m/m};$$

Analog, pentru cuplul M , se obțin :

$$\varepsilon_{M\min} = 254 \mu\text{m/m}; \quad \varepsilon_{M\max} = 339 \mu\text{m/m}.$$

Aceste valori asigură captorului o sensibilitate ridicată și satisfacerea condiției de rezistență.

5. Concluzii

Exemplul de calcul prezentat evidențiază faptul că pe baza relațiilor stabilite mai sus se poate realiza o dimensionare corectă a elementului elastic al captorului destinat măsurării simultane a forțelor și cuplurilor în raport cu o axa. Astfel de captoare pot fi utilizate pentru măsurarea forțelor și cuplurilor de așchiere, care apar la prelucrarea mecanică a alezajelor prin găurire, tarodare, honuire, broșare, etc.

Prin introducerea unor contactoare rotative în construcția captorului, se poate realiza măsurarea precisă a forțelor și cuplurilor care solicită axele elicelor de ventilatoare sau de elicoptere și diferite alte organe de mașini.

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Buzdugan, Rezistența materialelor, Editura tehnică, București, 1980.
2. J. A. Dalziel, D. W. Jordan, D. Whittaker, Force Dynamometers for Coal — and Rock —
— Cutting Research, Journal of Strain Analysis, vol. 3, no. 2/1968.

3. D. R. Mocanu ș.a. Analiza experimentală a tensiunilor, Editura tehnică, București, 1977
4. H.K.P. Neubert, Strain Gauges, Kinds and Uses, Mac Millan, London 1967.
4. C. C. Perry, H. R. Lissner, The Strain Gage Primer, Mc Graw, New York, 1962.

Strain Gauge Instrumented Pickups for Axial Load and Torque Measurement

The present paper is concerned with the calculation relationships set up for the elastic element of type four-spoke wheel, with a rectangular section, in which the opposed spokes are identical and the neighbouring ones are different.

Recommendations are made with respect to the choice of the spokes dimensions and the strain gauges positioning aiming at getting the maximum sensitivity.

This type of transducer may be used for various purposes, such as: measurement of the moments transmitted by shafts; measurement of resistant forces and moments, which occur with drilling, tapping, honing; weighings; a.s.o.

G. Buzdugan, E. Mihăilescu, M. Radeş, VIBRATION MEASUREMENT, Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht and Editura Academiei, Bucureşti, 1986, 347 p.

VIBRATION MEASUREMENT is an introductory book in the instrumentation and general techniques used in vibration measurement.

The authors provide an overview of the hardware development from the simple mechanical vibrographs, to the analogic electrical equipment, the digital instruments and the computerized analysis systems.

A comprehensive presentation of experimental techniques is given, from the graphical analysis of time history records and frequency response plots, to the modern real time on-line analysis and computer aided testing.

The equipment and experimental techniques that are presented can be used by specialists from all fields of engineering confronted with vibration problems.

V. Morariu, TEORIA ŞI PROIECTAREA MAŞINILOR—UNELTE/Machine-Tool Theory and Design, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985, 511 p.

Contents : 1. Basic principles of machine-tool definition and design ; 2. Typification and modulation of machine-tool manufacturing ; 3. Machine-tool linkage theory ; 4. Theory and design of most important linkage ; 5. Theory and design of extension linkage ; 6. Theory and design of linkage control mechanisms ; 7. Design of mechanisms for converting rotation into straight-line ; 8. Design of machine-tool structural elements ; 9. Transit path design ; 10. Platen-, slide-, bracket design ; 11. Machine-tool design for generating spiral faces ; 12. Machine-tool design for generating tooth wheels ; 13. Machine-tool design for generating relief faces ; 14. Machine-tool design for generating duplicate faces ; 15. Auxiliary linkage design ; 16. Machine-tool accuracy.

A. Vlase, A. Mihail, A. Sturzu, I. Bercea, REGIMURI DE AŞCHIERE, ADAOSURI DE PRE-LUCRARE ŞI NORME TEHNICE DE TIMP, Vol. II/Cutting Systems, Tooling Allowances and Time-Standard Specifications, Editura Tehnică, Bucureşti, 1985, 422 p.

The material presented in this book is meant to evaluate the tooling allowances, cutting systems and time-standard specifications for milling, shaping, slotting, broaching, grinding, polishing different kinds of piece surface, as well as for finishing toothing and fluted wheels.

Besides the theoretical material, the book also includes practical applications for estimating cutting systems, tooling allowances and time-standard specifications according to cutting methods and output types (singular-, small series-and middle series output).

V. Olariu, C. Brătianu, MODELARE NUMERICĂ CU ELEMENTE FINITE / The Numerical Treatment of Finite Elements, Editura Tehnică, Bucureşti, 1986, 343 p.

The finite element method is largely employed by researchers and engineers from various fields, thanks to its possibilities of utilization to the treatment and simulation of physical phenomena from nature and technics. It's become almost a standard — method for computer — aided research and design ; that's why it has been included in the software systems for computer equipments.

This book is just an introduction into numerical treatment of finite elements, making use of calculus examples and FORTRAN programs.

TEZE DE DOCTORAT SUSȚINUTE ÎN 1985—1986

- Nicolae Tudorache** — Contribuții la studiul și experimentarea tehnologiilor de prelucrare a metalelor prin ștanțare de precizie. (7.XI.1985) Conducător științific prof. dr. ing. Dolphi Drimer
- Gina Florica Stoica Domnescu** — Cercetări teoretice și experimentale privind influența stabilității dinamice a sistemului electrod-sculă și piesă la prelucrarea prin electroeroziune. (8.XI.1985) Conducător științific prof. dr. ing. Ștefănuță Enache
- Sergiu Tudor Medar** — Cercetări privind zgomotul produs de instalațiile hidraulice de acționare ale mașinilor unelte. (7.XII.1985) Conducător științific prof. dr. ing. Aurel Oprean
- Constantin Oprean** — Contribuții privind optimizarea parametrilor fizici și tehnologici la prelucrările neconvenționale. Prelucrarea prin electroeroziune electrică cu electrod filiform. (7.XII.1985) Conducător științific prof. dr. ing. Voicu Tache
- Mohammed El Sayed Kesba** — Stabilirea capacității de așchiere a burghiilor elicoidale în funcție de forma și geometria părții așchietoare. (16.V.1986) Conducător științific prof. dr. ing. Ștefănuță Enache

RECOMANDĂRI PRIVIND CONȚINUTUL ȘI REDACTAREA MANUSCRISELOR

În vederea menținerii unui conținut corespunzător și pentru uniformizarea prezentării articolelor, la înaintarea acestora pentru publicare autorii sint rugați să țină seama de următoarele recomandări:

1. Lucrările să fie originale și să aibă caracterul unor comunicări științifice. Se acceptă numai lucrări care nu au mai fost publicate. Nu se vor face demonstrații dezvoltate, ci se vor prezenta rezultatele și informațiile necesare în vederea aplicării acestora.

2. Se vor publica și lucrări din domeniile matematicii, fizicii și chimiei, cu deosebire dacă ele prezintă un interes deosebit pentru activitățile ingineresti.

3. Manuscrisul va fi dactilografiat pe coli format A4, la 2 rânduri, cu panglică neagră, pe o singură față a foi de hîrtie. Textul integral, inclusiv figurile, nu vor depăși 8—10 pagini.

4. Titlul, dactilografiat cu majuscule și subliniat, trebuie să fie cit mai scurt.

5. Sub titlu se scriu prenumele autorilor (inițiala; pentru autoare se va scrie prenumele întreg) și numele. Gradul didactic, titlul științific și instituția (pentru persoanele din institutul nostru se menționează numai catedra; cînd autorii lucrează la aceeași catedră sau instituție denumirea acesteia se scrie o singură dată) se scriu într-o notă de subsol pe prima pagină.

6. Articolul va fi precedat de un rezumat de 5—6 rânduri, în limba de redactare a lucrării, dactilografiat la 1½ rânduri.

7. Din punct de vedere redacțional, prezentarea conținutului propriu-zis se face conform STAS 8660-70, folosindu-se exprimarea impersonală (persoana a 3-a). Textul va fi dactilografiat cit mai estetic fără să abunde în cuvinte despărțite. La început de aliniat se lasă un spațiu de 7 semne.

8. Titlul subcapitolelor se scrie cu majuscule și nesubliniat.

9. Formulele se scriu, pe cit posibil, la mașină; în rest, vor fi scrise de mină, cu tuș negru, foarte citeț. Numerele pentru identificarea relațiilor matematice se scriu între paranteze rotunde, în partea dreaptă a paginii.

10. Tabelele vor avea titlu și vor fi numerotate în ordine.

11. Desenele se execută în tuș negru, pe hîrtie de calc, iar explicațiile se scriu cu șablonul. Legenda fiecărei figuri (dacă există) va fi prezentată într-un borderou de figuri, pe o foaie separată.

12. Bibliografia se scrie la sfîrșitul articolului, după capitolul de Concluzii, nu pe pagină separată, conform STAS 6158-70. Pentru prescurtarea titlurilor de publicații periodice se va consulta STAS 6074-74 și listele din revistele de referate. Citarea bibliografiei se face astfel:

1) pentru cărți: inițiala și numele autorilor, titlul, editura, orașul, anul; 2) pentru periodice: inițiala și numele autorilor, titlul articolului, titlul periodicului, numărul, anul.

13. După bibliografie se mai prezintă un rezumat, dactilografiat la 1½ rânduri: într-o limbă străină (rusă, engleză, germană, franceză) — dacă lucrarea este redactată în limba română, respectiv în limba română — dacă lucrarea este redactată într-o limbă străină (rusă, engleză, germană, franceză). Rezumatul va fi precedat de titlul lucrării în limba de redactare a rezumatului.

14. La depunerea lucrării, autorii vor prezenta o declarație din care să reiasă că nu conține secrete de stat.

Lucrarea urmează să fie publicată după recomandarea acesteia de către 2 referenți desemnați de comitetul de redacție.

COMITETUL DE REDACȚIE



